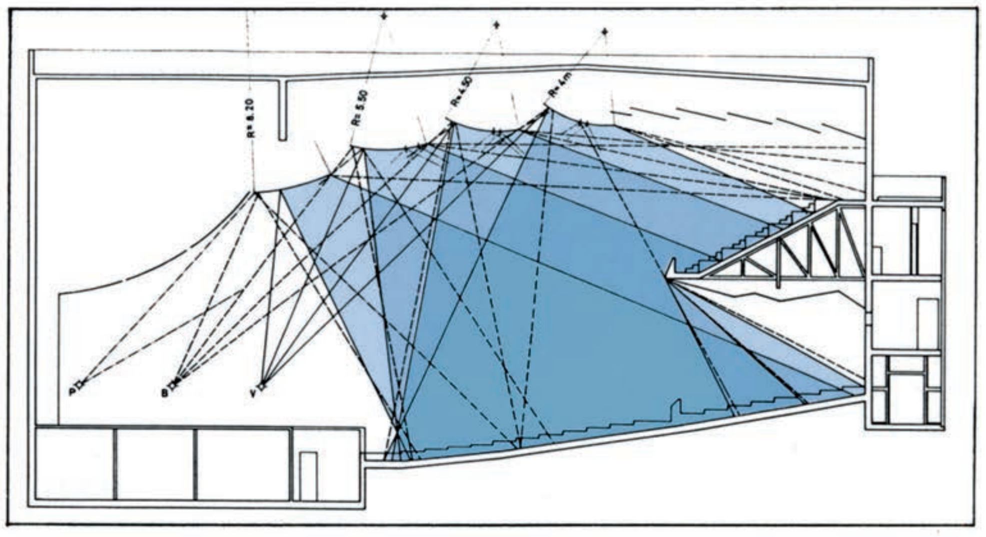
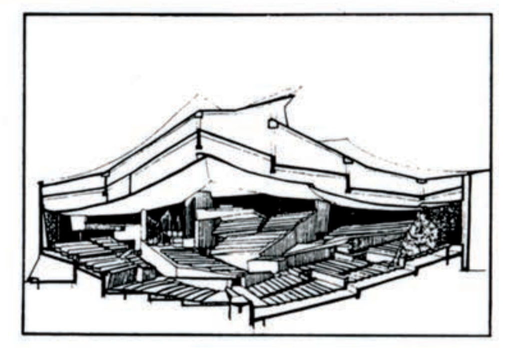


# ACUSTICA
## ARQUITECTONICA Y URBANISTICA



J. LLINARES
A. LLOPIS
J. SANCHO



EDITORIAL
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Fco. Javier Sancho Vendrell
Llinares Galiana
Ana Llopis Reyna

# ACÚSTICA ARQUITECTÓNICA Y URBANÍSTICA

EDITORIAL
UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Primera edición impresa, 1990
Segunda edición, 1996 ▪ reimpresión, 2011
Primera edición electrónica, 2011



*Distribución:* pedidos@editorial.upv.es
Tel. 96 387 70 12



ISBN ed. impresa: 978-84-7721-441-0
ISBN ed electrónica: 978-84-8363-690-9
Ref. editorial: 6018



Impreso en España

# *Indice*

## *Capítulo III: Acústica Física.*



## *Capítulo IV: Acústica Fisiológica.*



## *Capítulo V: Acústica Arquitectónica.*

## Capítulo VI: Acústica Geométrica.



## Capítulo VII: Acústica Ondulatoria.



## Capítulo VIII: Absorción acústica.



## Capítulo IX: Acústica Estadística.

## *Capítulo X: Parámetros de calidad en la acústica de salas.*



## *Capítulo XI: Aislamiento acústico. Parámetros de medida.*

## *Capítulo XII: Fuentes de ruido en los edificios.*



## *Capítulo XIII: Aislamiento a ruido aéreo.*

## *Capítulo XIV: Transmisión de los ruidos de impacto y vibraciones.*



## *Capítulo XV: Acústica Urbanística.*

# *Capítulo XVI: Evaluación del impacto ambiental.*

# *Prólogo*

*El objetivo que se ha pretendido durante todo el proceso de elaboración del presente libro es el de desarrollar de forma sencilla, en base a unos principios físicos fundamentales, las teorías que en esta especialidad se utilizan, tanto en edificación como en urbanismo.*

*Su contenido se presenta en los cuatro bloques siguientes:*

*Los cuatro primeros capítulos establecen los conceptos y teorías físicos necesarios para tratar las magnitudes que intervienen en el campo acústico, así como la percepción de las mismas por nuestro oído.*

*El segundo bloque que comprende los capítulos del quinto al décimo (ambos inclusive), exponen las técnicas y métodos que usualmente se utilizan en el acondicionamiento acústico de salas.*

*Del capítulo once al catorce (ambos inclusive) se plantea la problemática del aislamiento, tanto a ruido aéreo como a impacto, abordando sus soluciones de forma más directa mediante el empleo de expresiones, algunas de ellas empíricas, normalmente utilizadas en este tipo de intervenciones.*

*Los dos últimos capítulos se dedican a Acústica Urbanística, en la que se incluye la evaluación del impacto ambiental.*

*A lo largo de todo el libro se ha intentado conjugar el necesario rigor de los planteamientos teóricos con la conveniente simplicidad que exige la práxis cotidiana.*

*Agradecemos a los profesores Belmar y Estellés de la E.T.S.I. de Telecomunicación sus aportaciones en los temas dedicados a Acústica Ambiental, sobre los cuales han venido trabajando durante mucho tiempo.*

*Asimismo queremos expresar nuestro reconocimiento al profesor Gómez de la E.T.S. de Arquitectura por sus acertadas precisiones en la actual revisión.*

*Los autores*

## Capítulo I

# Movimiento Armónico Simple

# *1.1. Introducción.*

Para estudiar los fenómenos acústicos en la edificación es imprescindible establecer unos conceptos físicos básicos sobre los cuales, posteriormente, se desarrolla toda la teoría. Así, las ondas sonoras exigen el estudio previo del movimiento ondulatorio y sus fenómenos de propagación en un medio. Del mismo modo, puesto que la onda en general transmite una vibración y la forma más simple de ésta es la denominada armónica, parece aconsejable empezar por un capítulo dedicado al estudio del movimiento armónico simple, y sobre todo, de aquellas partes o aspectos del mismo que pueden interesar en el desarrollo teórico posterior.

Se dice que un punto, o en general un sistema de puntos, realiza un movimiento periódico cuando sus parámetros cinemáticos y dinámicos toman valores idénticos a intervalos regulares de tiempo denominados periodos.

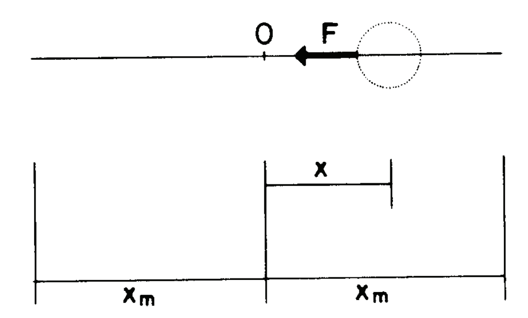



**Figura 1.1:** Fuerza que actúa sobre una partícula en un movimiento armónico simple.

En los movimientos periódicos de tipo oscilatorio o vibratorio, la partícula tiene una posición de equilibrio y cuando se desplaza de la misma, surge una **fuerza restauradora** o recuperadora que le hace experimentar un movimiento de vaivén respecto a la citada posición de equilibrio. El movimiento vibratorio más sencillo, es el armónico simple, en el cual la fuerza que actúa sobre la partícula es proporcional, en cada instante, a la distancia que la separa del origen o posición de equilibrio.

En otros casos, la función que relaciona la fuerza y el desplazamiento es más compleja, aunque se puede considerar que para desplazamientos pequeños, las fuerzas restauradoras son siempre proporcionales al desplazamiento, ya que desarrollando en serie de Mc-Laurin la función $F(x)$ que representa a cualquier tipo de fuerza recuperadora dependiente de la posición alrededor de la de equilibrio, resulta:

$$F(x)=F(0)+\left[\frac{dF}{dx}\right]_{x=0} x+\left[\frac{d^2F}{dx^2}\right]_{x=0} \frac{x^2}{2!}+\left[\frac{d^3F}{dx^3}\right]_{x=0} \frac{x^3}{3!}+\cdots$$

con lo que para valores suficientemente pequeños de $x$ (desplazamientos elementales) quedaría:

$$F(x)=\left[\frac{dF}{dx}\right]_{x=0} x=K\,x$$

ya que $x^2,\ x^3 \cdots$ son infinitésimos despreciables respecto a $x$ y $F(0)=0$, por ser el origen el punto de equilibrio.

Podemos concluir que todas la vibraciones tienen carácter armónico simple cuando los desplazamientos que se producen son suficientemente pequeños.

Por otra parte, según el teorema de Fourier, todo movimiento periódico puede considerarse como una suma de movimientos armónicos elementales. De ahí la importancia de estudiar el movimiento armónico simple.

## *1.2. Movimiento Armónico simple. Definición y parámetros.*

El movimiento vibratorio más elemental es el denominado **armónico simple**, y se define como aquel que posee un punto cuya distancia a la posición de equilibrio estable viene dada por la ecuación:

$$x=x_m\ \mathrm{sen}\left(\omega t+\varphi_0\right) \tag{1.1}$$

A la cantidad $\left(\omega t+\varphi_0\right)$ se le denomina **fase** del movimiento y su valor $\varphi_0$, correspondiente al instante inicial $(t=0)$, es la fase inicial. Si como fase inicial se toma $\beta_0=\varphi_0-\pi/2$, por ser,

$$\mathrm{sen}\left(\omega t+\varphi_0\right)=\cos\left(\omega t+\varphi_0-\frac{\pi}{2}\right)$$

la (1.1) se puede expresar como:

$$x=x_m\cos\left(\omega t+\varphi_0-\frac{\pi}{2}\right)=x_m\cos\left(\omega t+\beta_0\right) \tag{1.2}$$

Al desplazamiento $x$ se le denomina **elongación** y a la elongación máxima de la partícula, $x = \pm x_m$, se le llama **amplitud** del movimiento armónico simple. Se denomina **periodo**, $T$, al intervalo de tiempo mínimo entre dos posiciones idénticas de la partícula que posean la misma velocidad. Como la velocidad de la partícula viene dada por:

$$\dot{x} = +x_m \, \omega \cos(\omega t + \varphi_0) \tag{1.3}$$

la igualdad de $x(t)$ y $x(t+\Delta t)$, así como de $\dot{x}(t)$ y $\dot{x}(t+\Delta t)$ exige que:

$$\omega(t+\Delta t) + \varphi_0 - (\omega t + \varphi_0) = 2n\pi$$

de donde, como el periodo es el menor intervalo de tiempo, $(n=1)$

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \tag{1.4}$$

Se puede, de acuerdo con ésto, definir el periodo como el tiempo que tarda la partícula en realizar una oscilación completa.

La **frecuencia** $f$ es el número de vibraciones completas por unidad de tiempo, es por tanto la inversa del periodo. La unidad en el sistema internacional (SI) es el ciclo por segundo que se denomina Hertz ($1\,Hz = 1\,s^{-1}$).

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi}$$

Esta identificación de parámetros hace posible y sencilla la representación del movimiento armónico simple de una partícula mediante la proyección sobre un diámetro, del movimiento circular uniforme de un punto que describe una circunferencia de radio la amplitud del movimiento armónico, con una velocidad angular constante $\omega$. Es decir que elegido como diámetro el horizontal y como fase inicial la $\varphi_0$, la distancia al centro $O$ de la proyección de $P$ sobre el diámetro, coincide con la definición de movimiento armónico dada en (1.1).

El tiempo que tarda el punto $P$ en dar una vuelta completa $(2\pi)$ es el periodo $T$. Luego $\omega$ es la velocidad angular de giro del punto $P$, denominada **pulsación** o frecuencia angular. El vector de posición de dicho punto posee de módulo la amplitud del movimiento y gira con velocidad angular $\omega$, por lo que se suele denominar vector giratorio.

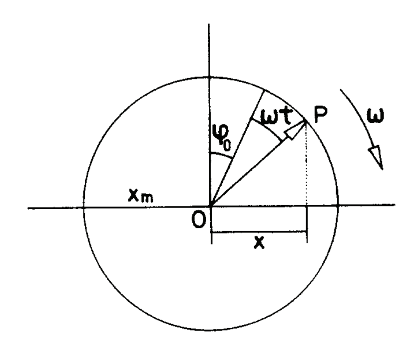



**Figura 1.2:** Representación gráfica de los parámetros del movimiento armónico simple.

En cuanto a la aceleración del movimiento armónico simple se obtiene derivando respecto al tiempo la velocidad dada por (1.3):

$$\ddot{x}=-x_m\,\omega^2\,\mathrm{sen}(\omega t+\varphi_0)=-\omega^2\,x \tag{1.6}$$

La aceleración es pues, proporcional y opuesta al desplazamiento o elongación.

En consecuencia, las tres variables que representan al movimiento (elongación, velocidad y aceleración) en función del tiempo resultan:

$$x=x_m\,\mathrm{sen}(\omega t+\varphi_0)$$
$$x_0=x_m\,\mathrm{sen}\,\varphi_0$$
$$x_{MAX}=\pm\,x_m$$

$$\dot{x}=x_m\,\omega\cos(\omega t+\varphi_0)=$$
$$=x_m\,\omega\,\mathrm{sen}\left(\omega t+\varphi_0+\frac{\pi}{2}\right)$$
$$\dot{x}_0=x_m\,\omega\cos\varphi_0$$
$$\dot{x}_{MAX}=\pm\,x_m\,\omega$$

$$\ddot{x}=-x_m\,\omega^2\,\mathrm{sen}(\omega t+\varphi_0)=$$
$$=-\,\omega^2\,x$$
$$\ddot{x}_0=-\,\omega^2\,x_0$$
$$\ddot{x}_{MAX}=\mp\,x_m\,\omega^2$$

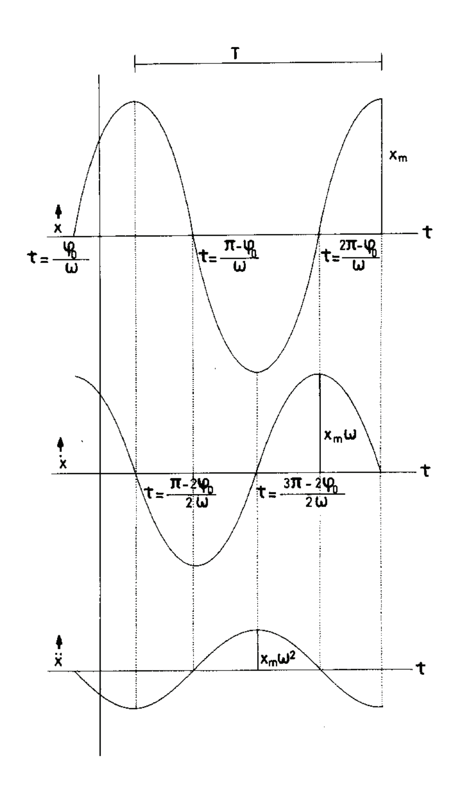



**Figura 1.3:** Variación temporal de la elongación, velocidad y aceleración en un movimiento armónico simple.

# *1.3 Dinámica del movimiento armónico simple.*

La cinemática del m.a.s. estudiada en el apartado anterior, permite, mediante la aplicación de la ecuación fundamental de la dinámica, obtener la fuerza que actúa sobre la partícula.

En efecto, suponiendo que el movimiento de la partícula se realiza sobre el eje *OX* y que la posición de equilibrio coincide con el origen del sistema, al proyectar sobre dicho eje, teniendo en cuenta la expresión de la aceleración dada en (1.6), resulta:

$$F=-m\omega^2 x_m \operatorname{sen}(\omega t+\varphi_0)=-m\omega^2 x$$

Siendo $m$ la masa de la partícula y $\omega$ la pulsación del movimiento. A la constante, $K=m\omega^2$, se le denomina **constante elástica** y viene relacionada con el periodo $T$ mediante:

$$T=\frac{2\pi}{\omega}=2\pi\sqrt{\frac{m}{K}}$$

Luego:

$$F=-Kx \qquad (1.7)$$

Esta fuerza va dirigida hacia el origen tratando de llevar a la partícula a su posición de equilibrio estable, existiendo una atracción continua de la partícula por parte del origen de coordenadas. Cuando la partícula alcanza el centro, la fuerza restauradora ha disminuido hasta cero, pero debido a la velocidad adquirida, ésta rebasa la posición de equilibrio y continúa moviéndose. Tan pronto como ha sobrepasado dicha posición de equilibrio, la fuerza entra de nuevo en acción, aunque la rapidez del movimiento disminuye en una proporción que aumenta con la distancia hasta que se detiene, siendo en este instante máxima la fuerza que lo atrae nuevamente hacia el origen.

Recíprocamente, partiendo de una fuerza que es en todo instante proporcional y de sentido contrario al desplazamiento, veamos que dicha fuerza origina en una partícula el movimiento definido por (1.1).

Utilizando la ecuación fundamental de la dinámica,

$$F=-Kx=m\frac{d^2x}{dt^2}$$

llamando $K/m=\omega^2$ obtenemos:

$$\frac{d^2 x}{dt^2}+\omega^2 x=0$$

ecuación diferencial lineal de segundo orden cuya integración da soluciones del tipo:

$$x=x_m \operatorname{sen}(\omega t+\varphi_0)$$

siendo $x_m$ y $\varphi_0$ constantes.

La constante $\omega^2$ recibe el nombre de **constante armónica**.

# *1.4 Energía del movimiento armónico simple.*

La energía cinética de una partícula que se mueve con un movimiento armónico simple se obtiene sustituyendo en la expresión general de la energía cinética el valor de la velocidad dado en (1.3), es decir:

$$E_C=\tfrac{1}{2}m(\dot{x})^2=\tfrac{1}{2}m x_m^2\,\omega^2 \cos^2(\omega t+\varphi_0) \qquad (1.8)$$

La energía potencial desarrollada por la fuerza conservativa $F=-Kx$ será:

$$-dU=\vec{F}\cdot\overrightarrow{dr}=-Kx\,dx$$

$$U=\int_0^x Ku\,du=\tfrac{1}{2}Kx^2=\frac{K}{2}x_m^2 \operatorname{sen}^2(\omega t+\varphi_0)$$

Teniendo en cuenta que la constante elástica $K$ es igual a $m\omega^2$, resulta:

$$U=\tfrac{1}{2}m\omega^2 x_m^2 \operatorname{sen}^2(\omega t+\varphi_0) \qquad (1.9)$$

La energía total de la partícula en cualquier instante resulta:

$$E=E_C+U=\frac{m}{2}x_m^2\,\omega^2\left(\cos^2(\omega t+\varphi_0)+\operatorname{sen}^2(\omega t+\varphi_0)\right)$$

$$E=\frac{m\omega^2 x_m^2}{2}=cte \qquad (1.10)$$

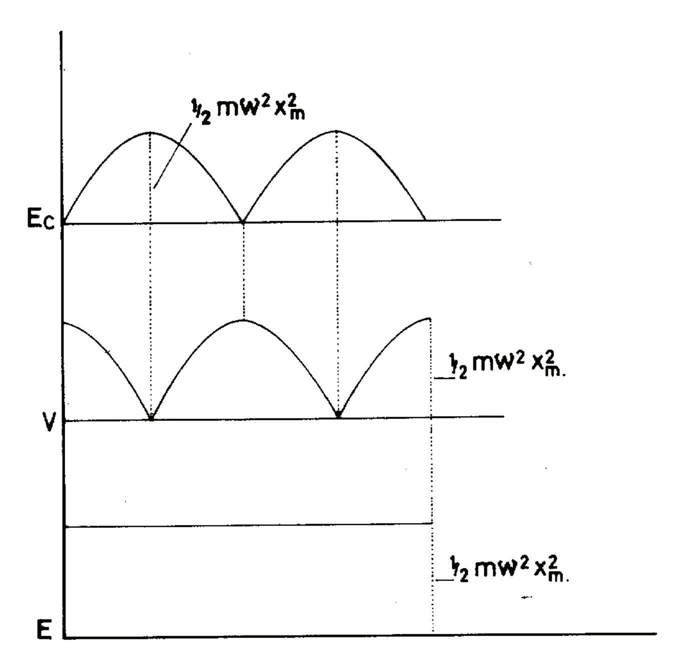



**Figura 1.4:** Variación temporal de la energía cinética y potencial en un movimiento armónico simple.

Luego la energía mecánica total que posee la partícula en cada instante se mantiene constante a lo largo del movimiento, existiendo una trasvase continuo de energía cinética a potencial y viceversa. La energía potencial aumenta con el cuadrado de la elongación,

$$U = \tfrac{1}{2} K x^2$$

y la cinética con el cuadrado de la velocidad,

$$E_C = \tfrac{1}{2} m (\dot{x})^2$$

La energía potencial es máxima en los extremos del recorrido $x = \pm x_m$ en donde es nula la velocidad y por tanto también la energía cinética.

La energía cinética es máxima en el origen donde la velocidad es máxima y es nula la elongación y por tanto, también la energía potencial.

$$(E_C)_{MAX} = (U)_{MAX} = E = \frac{m\omega^2 x_m^2}{2}$$

# 1.5 Composición de movimientos armónicos simples de igual dirección y frecuencia.

Supongamos una partícula sometida simultáneamente a dos movimientos armónicos simples de igual dirección y frecuencia, difiriendo ambos, en principio, en su amplitud y su fase. En un instante $t$ las elongaciones de ambos movimientos serán:

$$x_1 = x_{m_1} \ \mathrm{sen}\left(\omega t + \varphi_1\right)$$
$$x_2 = x_{m_2} \ \mathrm{sen}\left(\omega t + \varphi_2\right)$$

con $\omega = 2\pi f$

La elongación resultante de la superposición de estos dos movimientos será en cada momento la suma de las elongaciones respectivas:

$$x = x_1 + x_2 = x_{m_1} \ \mathrm{sen}\left(\omega t + \varphi_1\right) + x_{m_2} \ \mathrm{sen}\left(\omega t + \varphi_2\right) =$$

$$x_{m_1} \ \mathrm{sen}\,\omega t \cos\varphi_1 + x_{m_1} \cos\omega t \ \mathrm{sen}\,\varphi_1 + x_{m_2} \ \mathrm{sen}\,\omega t \cos\varphi_2 + x_{m_2} \cos\omega t \ \mathrm{sen}\,\varphi_2 =$$

$$= \mathrm{sen}\,\omega t\left(x_{m_1} \cos\varphi_1 + x_{m_2} \cos\varphi_2\right) + \cos\omega t\left(x_{m_1} \ \mathrm{sen}\,\varphi_1 + x_{m_2} \ \mathrm{sen}\,\varphi_2\right)$$

llamando a,

$$\begin{aligned} x_{m_1} \cos\varphi_1 + x_{m_2} \cos\varphi_2 &= x_m \cos\varphi \\ x_{m_1} \mathrm{sen}\,\varphi_1 + x_{m_2} \mathrm{sen}\,\varphi_2 &= x_m \mathrm{sen}\,\varphi \end{aligned} \qquad [1]$$

resulta:

$$x = x_m \ \mathrm{sen}\left(\omega t + \varphi\right) \qquad (1.11)$$

en donde $x_m$ y $\varphi$ se obtienen de resolver el sistema $[1]$:

$$tg\ \varphi = \frac{x_{m_1} \mathrm{sen}\,\varphi_1 + x_{m_2} \mathrm{sen}\,\varphi_2}{x_{m_1} \cos\varphi_1 + x_{m_2} \cos\varphi_2}$$

$$(1.12)$$

$$x_m^2 = x_{m_1}^2 + x_{m_2}^2 + 2\, x_{m_1} x_{m_2} \cos\left(\varphi_1 - \varphi_2\right)$$

Luego el movimiento resultante, también es armónico simple de la misma frecuencia y dirección que los movimientos componentes y con una amplitud y fase dependiente de las amplitudes y fases de los movimientos superpuestos (1.12).

El vector giratorio que lo representa es pues la suma de los vectores giratorios de los dos movimientos superpuestos, como se observa en las ecuaciones del sistema [1].

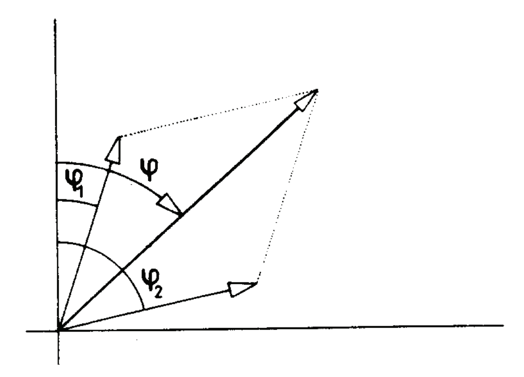



**Figura 1.5:** Composición de movimientos armónico simples de igual dirección y frecuencia. Suma de sus vectores giratorios

Esto se puede generalizar para el caso de superposición de $n$ movimientos armónicos simples de igual dirección y frecuencia. El vector giratorio resultante será la suma de los $n$ vectores giratorios de los movimientos componentes.

En este caso,

$$x_i = x_{m_i} \operatorname{sen}\left(\omega t + \varphi_i\right) \qquad i\ (1 \cdots n)$$

$$x = \sum_{i=1}^{n} x_i = \sum_{i=1}^{n} x_{m_i} \operatorname{sen}\left(\omega t + \varphi_i\right)$$

$$x = \sum_{i=1}^{n} \left( x_{m_i} \operatorname{sen}\omega t \cos\varphi_i + x_{m_i} \cos\omega t \operatorname{sen}\varphi_i \right) =$$

$$= \operatorname{sen}\omega t \sum_{i=1}^{n} x_{m_i} \cos\varphi_i + \cos\omega t \sum_{i=1}^{n} x_{m_i} \operatorname{sen}\varphi_i$$

llamando,

$$\sum_{i=1}^{n} x_{m_i} \cos\varphi_i = x_m \cos\varphi \qquad \sum_{i=1}^{n} x_{m_i} \operatorname{sen}\varphi_i = x_m \operatorname{sen}\varphi$$

quedaría:

$$x = x_m \operatorname{sen}(\omega t + \varphi)$$

siendo por lo tanto el movimiento resultante armónico simple de igual dirección y frecuencia y con una amplitud y fase que se obtienen de resolver el sistema anterior,

$$tg\ \varphi = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_{m_i} \operatorname{sen} \varphi_i}{\sum_{i=1}^{n} x_{m_i} \cos \varphi_i}$$

$$x_m^2 = \sum_{i=1}^{n} x_{m_i}^2 + \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} x_{m_i}\, x_{m_j}\, \cos(\varphi_i - \varphi_j) = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} x_{m_i}\, x_{m_j}\, \cos(\varphi_i - \varphi_j) \quad (i \neq j)$$

Vamos a considerar los casos particulares de superposición de movimientos en igualdad de fase $\varphi_2 = \varphi_1$, oposición de fase $\varphi_2 = \varphi_1 + \pi$ y cuadratura de fase $\varphi_2 = \varphi_1 + \frac{\pi}{2}$, por su importancia y utilidad.

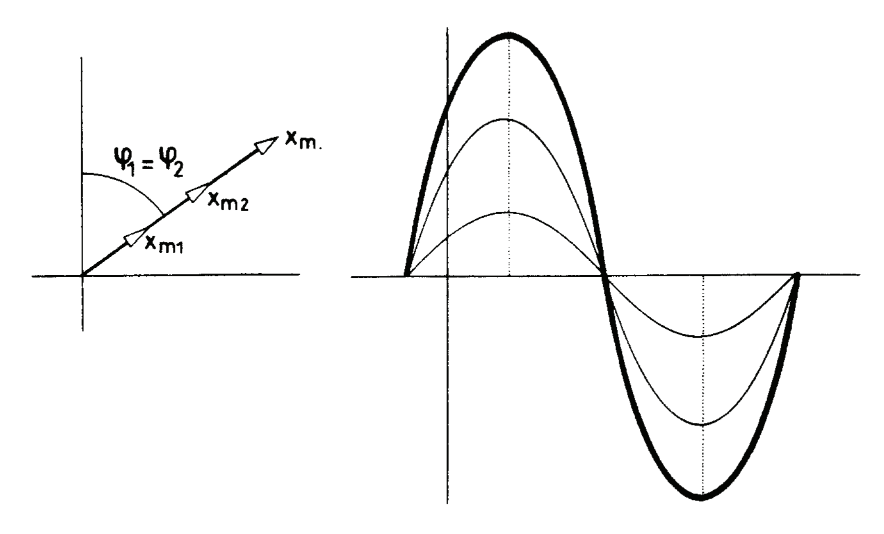



**Figura 1.6:** Composición de movimientos armónico simple de igual dirección y frecuencia, estando en fase.

Se dice que dos movimientos están **en fase** cuando:

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$$

$$x_m^2 = x_{m_1}^2 + x_{m_2}^2 + 2\, x_{m_1}\, x_{m_2} \;; \quad x_m = x_{m_1} + x_{m_2}$$

La fase inicial del movimiento resultante coincide con la fase común de los movimientos componentes y la amplitud resultante es la suma de las amplitudes de los componentes,

$$x = \left(x_{m_1} + x_{m_2}\right) \operatorname{sen}(\omega t + \varphi)$$

Se dice que dos movimientos estan **en oposición de fase** cuando la diferencia entre las fases es $\pi$,

$$\varphi_2 - \varphi_1 = \pi$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{x_{m_1} \operatorname{sen} \varphi_1 + x_{m_2} \operatorname{sen}(\varphi_1 + \pi)}{x_{m_1} \cos \varphi_1 + x_{m_2} \cos(\varphi_1 + \pi)} = \frac{x_{m_1} - x_{m_2}}{x_{m_1} - x_{m_2}} \operatorname{tg} \varphi_1$$

$$x_m^2 = x_{m_1}^2 + x_{m_2}^2 - 2\, x_{m_1}\, x_{m_2} = \left(x_{m_1} - x_{m_2}\right)^2 \; x_m = x_{m_1} - x_{m_2}$$

La fase inicial del movimiento resultante es la correspondiente al de mayor amplitud y la amplitud resultante es la diferencia de amplitudes.

$$x = \left(x_{m_1} - x_{m_2}\right) \operatorname{sen}(\omega t + \varphi_1)$$

En caso de que las amplitudes fueran iguales, el movimiento resultante es nulo.

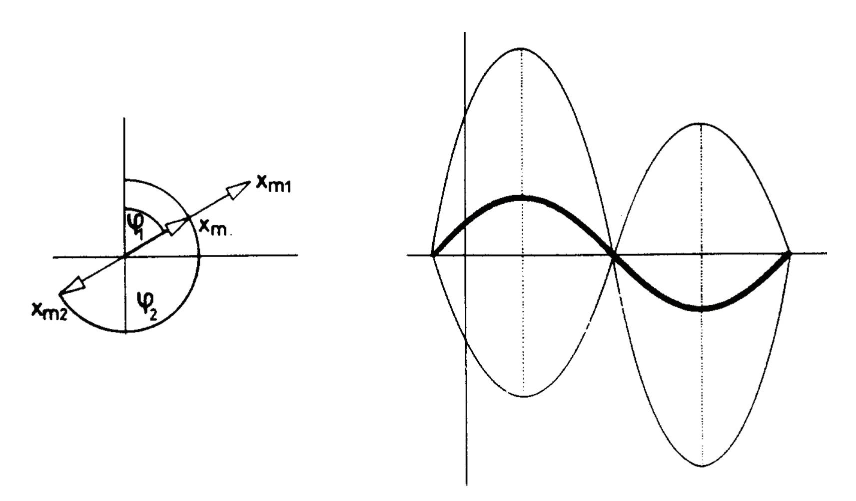



**Figura 1.7:** Composición de movimientos armónico simples de igual dirección y frecuencia, en oposición de fase.

Se dice que dos movimientos están en **cuadratura de fase** cuando la diferencia entre sus fases iniciales es de $\pi/2$, es decir:

$$\varphi_2 - \varphi_1 = \pi/2,$$

con lo cual quedaría:

$$\text{tg } \varphi = \frac{x_{m_1} \text{ sen}\varphi_1 + x_{m_2} \text{ sen}(\varphi_1 + \pi/2)}{x_{m_1} \cos\varphi_1 + x_{m_2} \cos(\varphi_1 + \pi/2)} = \frac{x_{m_1} \text{ sen}\varphi_1 + x_{m_2} \cos\varphi_1}{x_{m_1} \cos\varphi_1 - x_{m_2} \text{ sen}\varphi_1}$$

$$\text{tg } \varphi = \frac{x_{m_1} \text{ tg}\varphi_1 + x_{m_2}}{x_{m_1} - x_{m_2} \text{ tg}\varphi_1} = \frac{\text{tg}\varphi_1 + x_{m_2}/x_{m_1}}{1 - \left(x_{m_2}/x_{m_1}\right)\text{tg}\varphi_1} = \frac{\text{tg } \varphi_1 + \text{tg } \phi}{1 - \text{tg } \varphi_1 \ \text{tg } \phi} = \text{tg}(\varphi_1 + \phi)$$

llamando $x_{m_2}/x_{m_1} = tg\ \phi$,

$$x_m^2 = x_{m_1}^2 + x_{m_2}^2$$

Luego el movimiento resultante tiene una fase inicial dependiente de la fase de uno de ellos y de la relación entre las amplitudes.

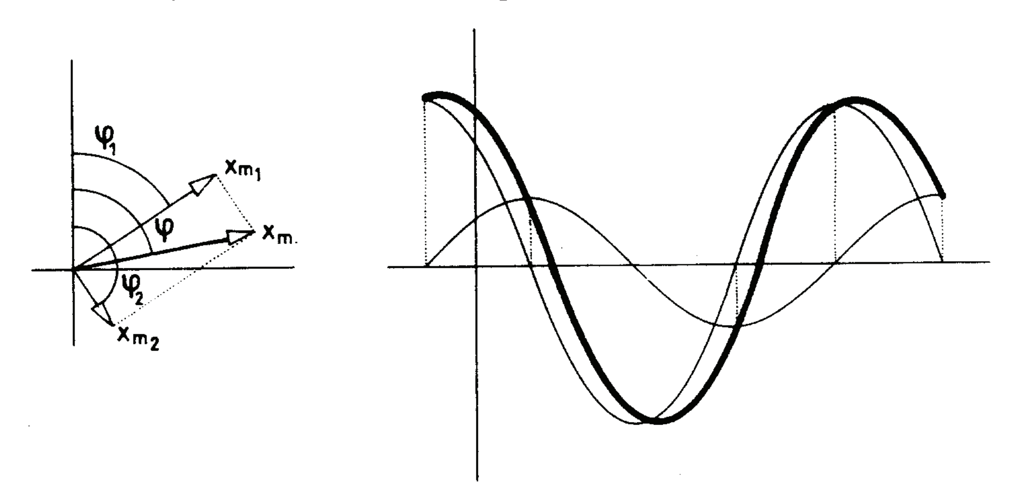



**Figura 1.8:** Composición de movimientos armónico simples de igual dirección y frecuencia, en cuadratura de fase.

$$x = \sqrt{x_{m_1}^2 + x_{m_2}^2} \ \text{sen}\left(\omega t + \varphi_1 + arc\ \ \text{tg}\frac{x_{m_2}}{x_{m_1}}\right)$$

# *1.6 Composición de 2 movimientos vibratorios de igual dirección y distinta frecuencia.*

Supongamos que una partícula está sometida a dos movimientos vibratorios de igual dirección y que en principio los dos movimientos difieren en amplitud, frecuencia y fase. Sean $x_1$ y $x_2$ las elongaciones respectivas,

$$x_1 = x_{m_1}\ \mathrm{sen}\left(\omega_1 t + \varphi_1\right); \qquad f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi}$$

$$x_2 = x_{m_2}\ \mathrm{sen}\left(\omega_2 t + \varphi_2\right); \qquad f_2 = \frac{\omega_2}{2\pi}$$

La partícula tendrá en cada instante una elongación resultante igual a la suma de las dos elongaciones,

$$x = x_1 + x_2 = x_{m_1}\ \mathrm{sen}\left(\omega_1 t + \varphi_1\right) + x_{m_2}\ \mathrm{sen}\left(\omega_2 t + \varphi_2\right)$$

llamando,

$$2\omega = \omega_2 - \omega_1 \qquad 2\alpha = \omega_2 + \omega_1 \qquad 2\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$$

y eligiendo como origen en el tiempo el instante en que $\varphi_2 + \varphi_1 = 0$, de todo ello resulta:

$$\omega_2 = \alpha + \omega \qquad \omega_1 = \alpha - \omega \qquad \varphi_2 = \varphi \qquad \varphi_1 = -\varphi$$

con ello la elongación resultante queda:

$$x = x_{m_1}\ \mathrm{sen}\left(\alpha t - \left(\omega t + \varphi\right)\right) + x_{m_2}\ \mathrm{sen}\left(\alpha t + \left(\omega t + \varphi\right)\right) =$$

$$= x_{m_1}\ \mathrm{sen}\,\alpha t\ \cos\left(\omega t + \varphi\right) - x_{m_1}\ \cos\alpha t\ \mathrm{sen}\left(\omega t + \varphi\right) +$$

$$+ x_{m_2}\ \mathrm{sen}\,\alpha t\ \cos\left(\omega t + \varphi\right) + x_{m_2}\ \cos\alpha t\ \mathrm{sen}\left(\omega t + \varphi\right)$$

$$x = \left(x_{m_1} + x_{m_2}\right)\mathrm{sen}\,\alpha t\ \cos\left(\omega t + \varphi\right) + \left(x_{m_2} - x_{m_1}\right)\cos\alpha t\ \mathrm{sen}\left(\omega t + \varphi\right)$$

haciendo,

$$\left(x_{m_1}+x_{m_2}\right)\cos\left(\omega t+\varphi\right)=x_m\cos\phi$$

$$\left(x_{m_2}-x_{m_1}\right)\operatorname{sen}\left(\omega t+\varphi\right)=x_m\operatorname{sen}\phi$$

resulta:

$$x=x_m\operatorname{sen}\left(\alpha t+\phi\right) \tag{1.13}$$

siendo:

$$\operatorname{tg}\phi=\frac{x_{m_2}-x_{m_1}}{x_{m_2}+x_{m_1}}\operatorname{tg}\left(\omega t+\varphi\right)$$

(1.14)

$$x_m^2=x_{m_1}^2+x_{m_2}^2+2x_{m_1}x_{m_2}\cos 2\left(\omega t+\varphi\right)$$

El movimiento resultante es periódico pero no armónico pues tanto la amplitud $x_m$ como la fase $\phi$ son variables con el tiempo.

La amplitud $x_m$ varía entre $x_{m_1}+x_{m_2}$ y $\left|x_{m_2}-x_{m_1}\right|$ correspondientes a los valores extremos del $\cos 2\left(\omega t+\varphi\right)$.

Además, la amplitud varía de forma periódica según la ecuación (1.14) siendo el periodo de variación de la amplitud:

$$2\left(\omega\left(t+T\right)+\varphi\right)-2\left(\omega t+\varphi\right)=2\pi$$

$$2\omega T=2\pi \longrightarrow T=\frac{\pi}{\omega}=\frac{2\pi}{\omega_2-\omega_1}$$

y por tanto la frecuencia con que varía la misma

$$f=\frac{\omega_2}{2\pi}-\frac{\omega_1}{2\pi}$$

la diferencia entre las frecuencias de los movimientos componentes.

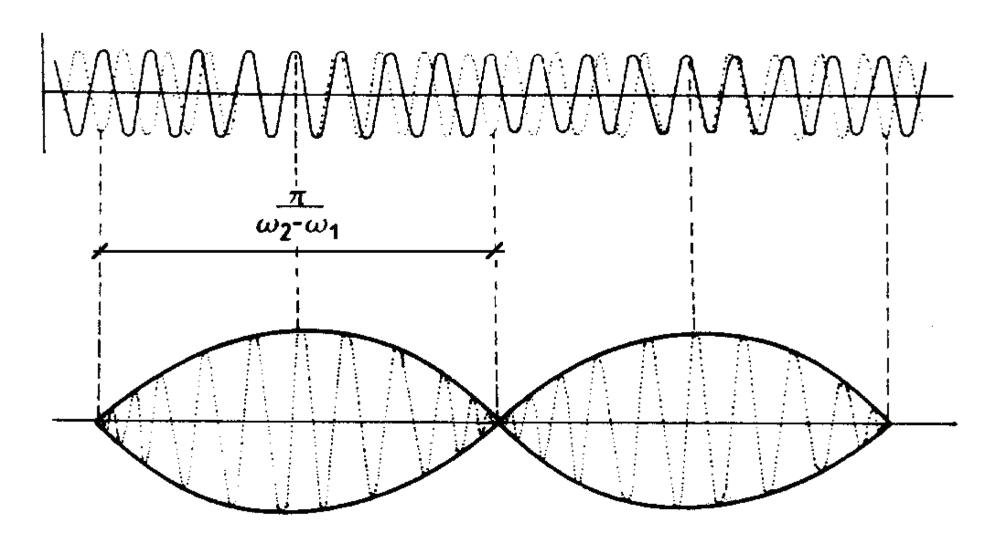



**Figura 1.9:** Composición de movimientos armónico simple de igual dirección y distinta frecuencia.

Se dice que la vibración resultante está modulada en amplitud. La pulsación de la oscilación de la amplitud será $2\omega = \omega_2 - \omega_1$ igual a la diferencia de pulsaciones de las vibraciones componentes.

$$x_m = \sqrt{x_{m_1}^2 + x_{m_2}^2 + 2x_{m_1}\, x_{m_2} \cos 2(\omega t + \varphi)}$$

$$x = x_m \operatorname{sen}(\omega t + \phi)$$

En el caso particular de tener igual amplitud $x_{m_1} = x_{m_2}$ ,

$$x_m^2 = 2x_{m_1}^2 \left(1 + \cos 2(\omega t + \varphi)\right) = 2x_{m_1}^2\, 2\cos^2(\omega t + \varphi)$$

$$x_m = \pm\, 2x_{m_1} \cos(\omega t + \varphi)$$

En este caso la amplitud variaría de forma armónica simple, siendo la amplitud $x_m$ de su variación igual al doble de la amplitud común de los movimientos componentes, la pulsación $\omega$, la semidiferencia de las pulsaciones y la fase $\varphi$, la semidiferencia de las fases iniciales de los movimientos que se superponen.

# Capítulo II

# Movimiento Ondulatorio

# 2.1 Introducción.

Puesto que el campo acústico en un medio está constituido por la variación en el mismo de ciertas magnitudes físicas (presión, densidad, desplazamiento de partículas del aire etc.) y la propagación de las variaciones de estas magnitudes se realiza mediante movimientos ondulatorios, se hace indispensable estudiar los conceptos básicos de este movimiento, así como el tratamiento matemático del mismo, que es lo que constituye el objeto del presente capítulo.

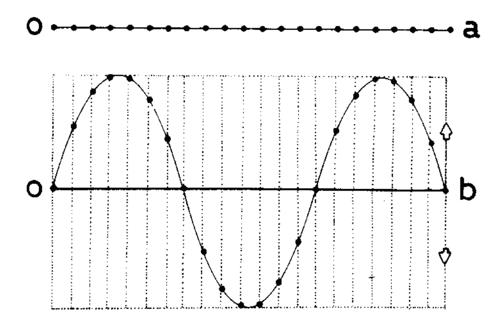



**Figura 2.1:** Movimiento ondulatorio transversal.

Un ejemplo que visualiza el movimiento ondulatorio y que es útil para describir las características del mismo es el siguiente: imaginemos la superficie de un estanque en reposo cuyo perfil se dibuja en la figura 2.1.a y sobre el que se dispone una fila de corchos puntuales equidistantes, materializados en la figura por puntos. Si en un punto de la superficie se provoca una perturbación (por ejemplo se golpea verticalmente hacia abajo el corcho $O$ del extremo izquierdo de la figura) ésta se propaga en todas direcciones, y en particular, en la línea de corchos. Se observa que:

- La perturbación se propaga a una cierta velocidad alcanzando a todos los puntos (corchos).
- Los corchos realizan movimientos transversales a la dirección de propagación, sin desplazarse en el sentido de la misma, de manera que si en un instante determinado $t$, se representara la posición de los mismos, respecto a la línea de superficie inicialmente en reposo, se obtendría una distribución del tipo que se representa en la figura 2.1.b. En ella, se observa que una magnitud física (en este caso el desplazamiento de la partícula de corcho respecto a su posición de equilibrio inicial) va variando a lo largo de la dirección de propagación, tomando valores que se repiten a intervalos de espacio iguales. Por otra parte, al realizar cada corcho un movimiento vibratorio alrededor de su posición de equilibrio inicial, cada partícula del medio va variando su desplazamiento respecto a la posición de equilibrio, realizando un movimiento también periódico en el tiempo.

Pues bien, el lugar geométrico de puntos del espacio, que en un instante determinado del movimiento, ocupan esta línea de corchos puntuales del ejemplo, materializa una **onda**. En este ejemplo la magnitud física estudiada (el desplazamiento respecto a la horizontal) varía en la dirección normal a la de la propagación. Las partículas describen un movimiento en vertical sin desplazarse a lo largo de la horizontal.

Otro ejemplo, que puede completar algunos aspectos que intervienen en el posterior desarrollo de la Acústica, es el movimiento de propagación de una perturbación en el aire, considerado como fluido perfecto e inicialmente en equilibrio.

Supongamos que la perturbación, que origina el movimiento de propagación, está provocada por el movimiento vibratorio de un plano vertical en el sentido indicado en la figura 2.2.

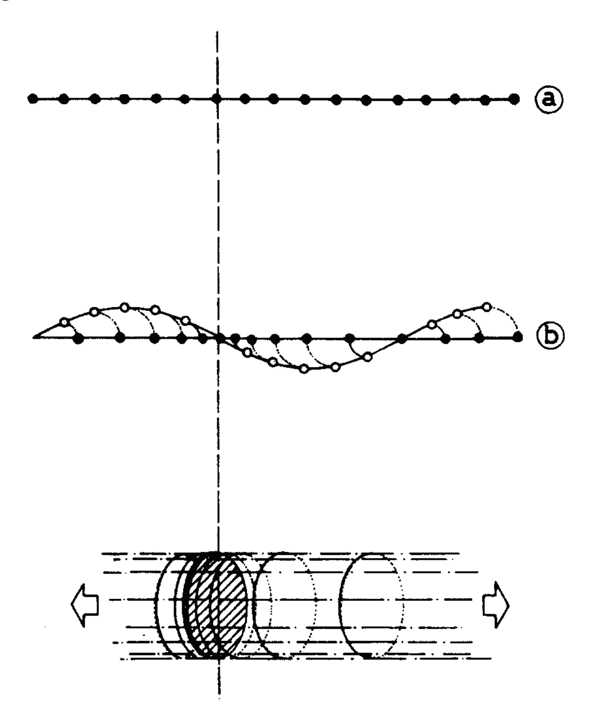



**Figura 2.2:** Movimiento ondulatorio longitudinal.

Las partículas del aire próximas al plano que vibra, serán desplazadas por el movimiento de éste, en un sentido al ser empujadas por él y en el contrario al moverse hacia la zona de depresión creada por el movimiento del plano hacia la izquierda. En definitiva, las partículas realizan movimientos vibratorios en la

dirección de propagación de la perturbación, a medida que son alcanzadas por la misma.

Si en un instante determinado $t$ se representa la posición de las partículas de aire, su distribución a lo largo de la dirección de propagación, queda en la forma indicada en la figura 2.2.b, es decir se alternan zonas de mayor densidad con zonas de menor densidad.

Si en la dirección normal a la de propagación se representa, como ordenada, el desplazamiento de cada partícula respecto a su posición inicial de equilibrio, se obtendría una curva del tipo del de la figura, que materializa la onda de desplazamientos. En este caso, el desplazamiento de las partículas se realiza en la dirección de propagación.

Teniendo, con estos ejemplos, una imagen de los aspectos fundamentales del movimiento ondulatorio, se pasa a estudiar sus características más importantes.

De la perturbación que se propaga mediante un movimiento ondulatorio, interesa conocer una o más magnitudes físicas asociadas a la misma (desplazamientos, densidades, presiones etc.).

Si a lo largo de la dirección de propagación (por ejemplo *OX*) se representa la magnitud física asociada en la dirección perpendicular a ella (por ejemplo *OY*), el lugar geométrico de los valores de $y$ a lo largo de la dirección de propagación *OX*, en un instante determinado, materializa una **onda**, tal y como se representa en la figura 2.3.

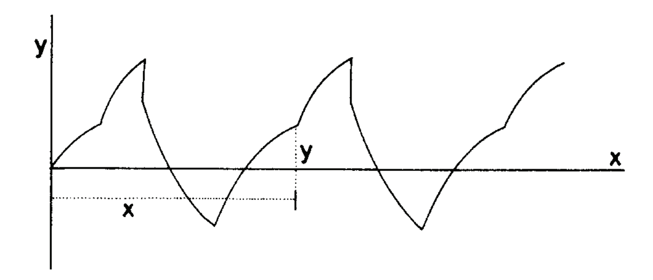



**Figura 2.3:** Perfil de onda.

Al lugar geométrico de los puntos del espacio que en todo instante se encuentran en el mismo estado de perturbación, se denomina **frente de ondas**. Así en los ejemplos descritos, los frentes de ondas son circunferencias concéntricas con el centro de vibración (punto donde se produce la perturbación original) en el ejemplo

de la superficie del líquido, y planos paralelos al que origina el movimiento en el ejemplo de las partículas de aire. En todos los puntos de un frente de onda las magnitudes físicas asociadas al movimiento presentan el mismo valor.

Ahora bién, los dos tipos de ondas descritos en los ejemplos anteriores necesitan un medio material para propagarse, ya que lo hacen por contactos y choques entre las partículas que vibran y sus inmediatamente próximas. Al tipo de ondas que requieren medio material para su propagación se denominan **ondas mecánicas**, frente a las **ondas electromagnéticas** que no requieren medio material para propagarse.

Las ondas mecánicas, según la dirección de la variación de la magnitud física que se propaga, se dividen en:

- **Ondas longitudinales**: Cuando el movimiento de las partículas es paralelo a la dirección de propagación, como ocurre en el ejemplo de las partículas de aire.
- **Ondas transversales**: Cuando el movimiento de las partículas es perpendicular a la dirección de propagación, tal y como se ha descrito en el ejemplo de la superficie del líquido.

En los sólidos pueden propagarse ambos tipos de onda, pero en los fluidos perfectos, que no admiten tensiones tangenciales, no pueden propagarse ondas transversales.

En las ondas transversales el perfil de onda tiene existencia física, pues las ordenadas del perfil son los desplazamientos en cada momento de cada partícula, en módulo y posición, mientras que en las ondas longitudinales el perfil de onda no tiene existencia física, ya que sus ordenadas representan los valores de los módulos de los desplazamientos de cada partícula, pero para obtenerlos en posición habría que abatirlos sobre la dirección de propagación, que es ahora la dirección donde se produce el movimiento.

Por otra parte atendiendo a la forma del frente de ondas, las ondas mecánicas pueden ser, entre otras,

- **Planas**, con frentes de ondas planos paralelos entre sí y perpendiculares a la dirección de propagación.
- **Esféricas**, con frentes de ondas superficies esféricas concéntricas.
- **Cilíndricas**, con frentes de ondas superficies cilíndricas coaxiales.

En las ondas mecánicas las partículas del medio entran en vibración, describiendo oscilaciones alrededor de su posición de equilibrio. Las partículas del medio no se desplazan, sino que vibran. En consecuencia el movimiento ondulatorio no transmite materia sino energía.

Se puede, por tanto, concluir resumiendo que el movimiento ondulatorio es la transmisión, a través de un medio, de una perturbación ocurrida en un punto del mismo.

Si la perturbación es periódica, ésta se propaga periodicamente a los demás puntos del medio, entrando éstos en vibración tanto más tarde cuanto más alejados estén del centro de vibración.

## *2.2 Descripción matemática del movimiento ondulatorio.*

Se trata, en este apartado, de obtener la expresión matemática que representa al movimiento ondulatorio. Para ello, e intentando simplificar la deducción, se supondrá un movimiento ondulatorio que propague a través de un medio perfecto, una vibración, en la dirección del eje *OX* sin amortiguamiento.

El valor de la magnitud $y$ en un punto cualquiera del eje *OX* y en un instante determinado, será función de su distancia al origen $x$ y del tiempo $t$. En consecuencia se puede escribir:

$$y=y(x,t) \tag{2.1}$$

Por otra parte, existe una relación entre $x$ y $t$ para cualquier posición, que viene dada, a partir de la velocidad de propagación del movimiento, por:

$$x_2-x_1=v(t_2-t_1)$$

ya que $x_2-x_1$ es la distancia recorrida por la propagación entre los instantes $t_2$ y $t_1$, siendo $v$ la velocidad de propagación del movimiento. Ordenando la ecuación, de modo que los términos de cada miembro pertenezcan a un mismo punto, resulta:

$$x_2 - vt_2 = x_1 - vt_1 \tag{2.2}$$

relación que se cumple para cualquier par de puntos. Por tanto la ecuación (2.1) será de la forma:



$$y = f(x - vt) \tag{2.3}$$

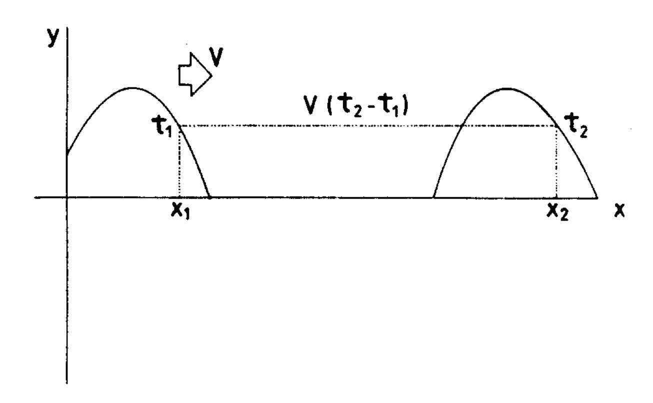



**Figura 2.4:** Propagación de una perturbación a velocidad v, en el eje OX.

Esta ecuación representa una curva que se traslada hacia la derecha con una velocidad $v$. Del mismo modo $y = f(x + vt)$ representa una curva que se traslada hacia la izquierda con una velocidad $v$. Luego una expresión del tipo (2.3) describe la variación de una magnitud física a lo largo del eje *OX* y del tiempo, y representa un movimiento ondulatorio.

A la vista de la periodicidad de esta ecuación y dado que, según el teorema de Fourier, cualquier función periódica puede expresarse como combinación lineal de funciones senoidales, es por lo que se pasa a estudiar la forma elemental componente:

$$y = y_m \operatorname{sen} k(x - vt) \tag{2.4}$$

donde $y_m$ es la amplitud del movimiento y $k$ una constante que generaliza la función obtenida anteriormente entre $x$ y $t$.

Considerando un instante determinado $t$ se define la **longitud de onda**, $\lambda$, como la menor distancia, medida en la dirección de propagación (*OX*), entre dos puntos consecutivos que tienen el mismo estado de vibración. Según ello, en el instante $t$ se puede escribir que:

$$y(x_1,t)=y(x_2,t); \quad \frac{dy}{dx}(x_1,t)=\frac{dy}{dx}(x_2,t)$$

es decir,

$$y_m \operatorname{sen} k(x_1 - vt) = y_m \operatorname{sen} k(x_2 - vt)$$

$$y_m\, k \cos k(x_1 - vt) = y_m\, k \cos k(x_2 - vt)$$

lo que implica que:

$$k(x_1 - vt) - k(x_2 - vt) = 2n\pi$$

de donde,

$$x_1 - x_2 = \frac{2n\pi}{k}$$

La menor distancia se producirá para $n=1$, quedando como valor para la longitud de onda,

$$\lambda = \frac{2\pi}{k} \tag{2.5}$$

Es decir, $\lambda$ es el periodo espacial de la curva $y = y_m \operatorname{sen} k(x - vt)$; por tanto esta curva se repite en el espacio, cada longitud de onda.

De acuerdo con la (2.5), $k = 2\pi/\lambda$ representa el número de longitudes de onda que se dan en la distancia $2\pi$, y se le denomina número de onda. A veces esta denominación se da a $1/\lambda = k/2\pi$ que corresponde al número de longitudes de onda por unidad de longitud.

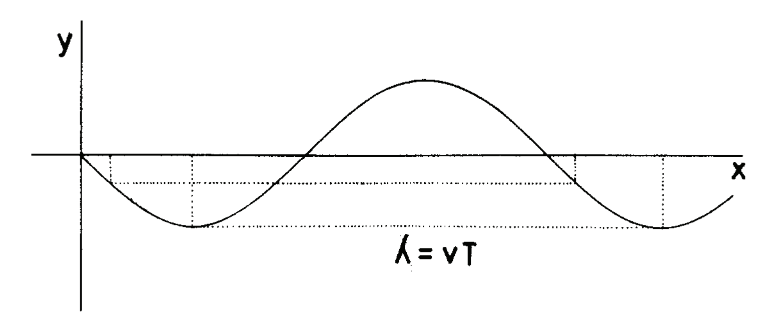



**Figura 2.5:** Periodicidad espacial y temporal del movimiento ondulatorio.

Si en vez de fijar el tiempo (estudiando todas las partículas en un cierto instante), se sigue el movimiento de una determinada partícula a lo largo del tiempo, ésta oscila alrededor de su posición de equilibrio, según la ecuación:

$$y = -y_m \operatorname{sen} k(vt - x)$$

es decir, la amplitud de su movimiento es $y_m$, la pulsación $\omega = kv$ y la fase inicial $\varphi_0 = kx$. En estas condiciones, se define el **periodo** $T$ del movimiento ondulatorio, como el tiempo en el que una partícula realiza una vibración completa. Puesto que esta vibración es armónica simple de pulsación $\omega = kv$, el periodo del movimiento ondulatorio es:

$$T = \frac{2\pi}{kv} = \frac{\lambda}{v} \qquad (2.6)$$

Y la **frecuencia**, que es el número de ondas que pasan por un punto fijo en la unidad de tiempo, viene dada por:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{kv}{2\pi} = \frac{v}{\lambda} \qquad (2.7)$$

Con ello, la ecuación (2.4) resulta,

$$y = y_m \operatorname{sen}(kx - \omega t) = y_m \operatorname{sen} 2\pi\left(\frac{x}{\lambda} - \frac{t}{T}\right)$$

Por consiguiente el movimiento ondulatorio senoidal presenta doble periodicidad; una en el tiempo, dada por el período $T$, y otra en el espacio, dada por la longitud de onda $\lambda$, estando ambas relacionadas por $v = \lambda/T$. Mientras la perturbación se propaga, se repite a sí misma en el espacio después de cada periodo, lo que permite definir la longitud de onda como el espacio que avanza la onda en un periodo.

$$\mathrm{v} = \frac{\lambda}{\mathrm{T}} \qquad (2.8)$$

| CARACTERISTICAS DE LA ONDA MECANICA | | |
|---|---|---|
| VELOCIDAD DE PROPAGACION $v$ | LONGITUD DE ONDA $\lambda$ | |
| ELONGACIÓN $y$ | AMPLITUD $y_m$ | PULSACION $\omega = kv$ |
| PERIODO $T = \frac{2\pi}{kv}$ | FRECUENCIA $f = \frac{1}{T} = \frac{v}{\lambda}$ | NUMERO DE ONDA $k = \frac{2\pi}{\lambda}$ |

# *2.3 Vector de onda. Ondas en 2 y 3 dimensiones.*

En una onda plana los frentes de onda son sucesivos planos paralelos, siendo la dirección de propagación la normal común a todos ellos. Hasta ahora la dirección de propagación se ha hecho coincidir con el eje *OX*, pero es conveniente poderla definir independientemente de los ejes coordenados de referencia. Siendo $\vec{u}$ la dirección de propagación de una onda plana, veamos cómo quedan las expresiones (2.3) y (2.4) en las que $x$ representaba la distancia al centro de perturbación de un punto cualquiera *P*, medida en la dirección de propagación.

En el caso de que la dirección de propagación no coincida con el eje *OX*, la distancia al origen del punto *P*, medida en la dirección de propagación sería la proyección de su vector de posición $\vec{r}$, sobre la dirección de propagación definida por su unitario $\vec{u}$.

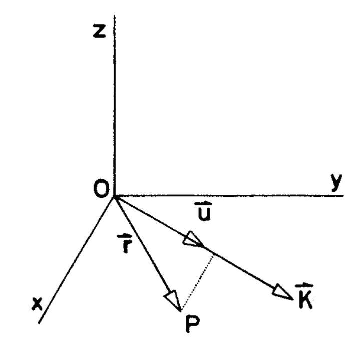


**Figura 2.6:** Vector de onda.

Con lo cual la expresión (2.3) quedaría: $f(\vec{u}\cdot\vec{r}-vt)$.

Si una onda armónica plana se propaga en la dirección $\vec{u}$, su ecuación es:

$$y=y_m \operatorname{sen} k(\vec{u}\cdot\vec{r}-vt)$$

en cuyo caso, conviene definir un vector $\vec{k}=k\vec{u}$, llamado vector de onda o de propagación, que lleva la dirección y sentido de la propagación y cuyo módulo es:

$$k=\frac{2\pi}{\lambda}=\frac{\omega}{v}$$

Este vector lleva implícitas las características de la onda (dirección de propagación, longitud de onda, pulsación y periodo del movimiento ondulatorio) y permite expresar la ecuación de la onda plana como:

$$y_m \operatorname{sen}(\vec{k}\cdot\vec{r}-\omega t)=y_m \operatorname{sen}(k_x\, x+k_y\, y+k_z\, z-\omega t)$$

en donde,

$$k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 = \frac{4\pi^2}{\lambda^2} = \frac{\omega^2}{v^2}$$

que aunque contiene las tres coordenadas ($x$,$y$,$z$) es en realidad una onda unidireccional.

Existen otras ondas que se propagan en más de una dirección, las más interesantes son las ondas cilíndricas y las esféricas.

En las ondas cilíndricas los frentes de ondas son superficies cilíndricas coaxiales. La perturbación se propaga en cualquier dirección normal al eje común. Imaginemos un hilo recto y de gran longitud, cuyo radio (y por tanto su grosor) varíe periodicamente con el tiempo con una pulsación $\omega$. La perturbación originada (desplazamiento, presión dinámica o variación de densidad) se propagaría en cualquier dirección normal al eje y los frentes de onda serían superficies cilíndricas coaxiales al hilo recto original. Este ejemplo ilustraría los fenómenos de generación y propagación de ondas cilíndricas en un medio.

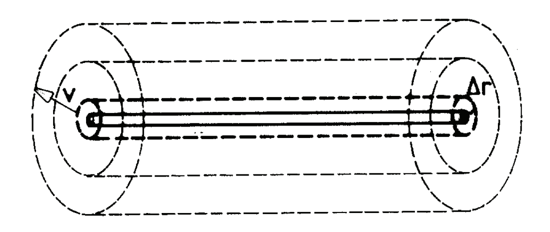



**Figura 2.7:** Generación y propagación de ondas cilíndricas.

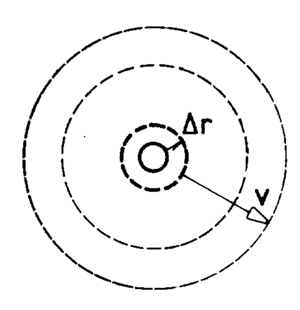



**Figura 2.8:** Generación y propagación de ondas esféricas.

Si en vez de un hilo recto, fuera una esferita de paredes elásticas, que desde un punto de un medio isótropo, se sometiera a variaciones de su radio, periódicas con el tiempo, la perturbación originada se propagaría en cualquier dirección radial a la esferita. Los frentes de onda, en este caso, serían superficies esféricas concéntricas con la esfera inicial, constituyendo una ilustración de los fenómenos de generación y propagación de ondas esféricas.

Tanto las cilíndricas como las esféricas son ondas en tres dimensiones.

Una onda en dos dimensiones se origina, por ejemplo, cuando un movimiento ondulatorio se propaga sobre una superficie (como una membrana o la superficie libre de un líquido). Si en un punto de una superficie isótropa se produce una perturbación, ésta se propaga en todas direcciones sobre la superficie con igual velocidad, resultando como frentes de ondas, circunferencias concéntricas u ondas circulares.

## *2.4 Intensidad del movimiento ondulatorio.*

Se define la intensidad del movimiento ondulatorio como la energía transmitida, por unidad de tiempo a través de la unidad de superficie normal a la dirección de propagación.

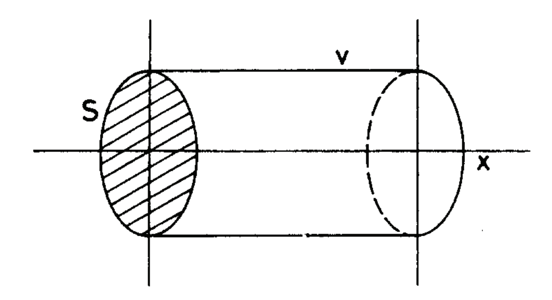



**Figura 2.9:** Volumen alcanzado por la propagación de un frentede ondas plano, en la unidad de tiempo, a través de la sección S.

Al comenzar la vibración en un punto, ésta se propaga a los restantes puntos del medio de tal forma, que a mayor tiempo transcurrido, mayor número de partículas habrán entrado en vibración.

Consideremos una onda armónica y plana que se propaga a lo largo del eje $OX$ (figura 2.9). Las partículas que han entrado en vibración en la unidad de tiempo, por la propagación de un frente de ondas plano a través de la sección $S$, normal a la dirección de propagación, son las contenidas en el cilindro de base $S$ y altura $v$, ya que en la unidad de tiempo, el frente de ondas ha avanzado un espacio igual a la velocidad de propagación.

La energía transmitida por unidad de tiempo a través de la sección $S$ es la suma de las que poseen las partículas del volumen de la figura, es decir:

$$\frac{E}{t} = n \cdot E_i = n\left(\frac{1}{2} m \omega^2 \, y_m^2\right)$$

en donde, cada partícula tiene la energía $E_i$ correspondiente a estar realizando un movimiento armónico simple.

Como $n \cdot m$ es la masa total de las partícula que ocupan el cilindro, llamando $\rho$ a su densidad, resulta:

$$n \cdot m = \rho \cdot S \cdot v$$

con lo cual,

$$\frac{E}{t} = \frac{1}{2} \omega^2 \, y_m^2 \rho S \, v$$

que al dividir por la sección se obtiene para la intensidad:

$$I = \frac{1}{2} \omega^2 \, y_m^2 \rho v = 2 \pi^2 f^2 \rho y_m^2 v \tag{2.9}$$

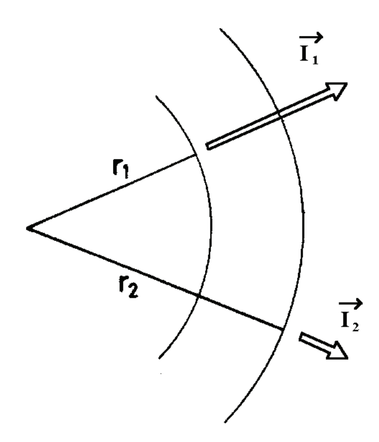



**Figura 2.10:** Disminución de la intensidad con la distancia en ondas esféricas.

Luego la intensidad de una onda armónica plana es proporcional a la densidad del medio, a la velocidad de propagación y a los cuadrados de la pulsación y de la amplitud de la onda.

En el caso de ondas esféricas la energía transmitida se reparte entre los puntos de cada superficie de onda, con lo cual la intensidad va disminuyendo a medida que avanza el movimiento ondulatorio, pues la superficie del frente de ondas es cada vez mayor.

Así, para dos frentes de onda de radio $r_1$ y $r_2$, como la energía transmitida por unidad de tiempo permanece constante, se tiene que:

$$\frac{E}{t} = I_1\, 4\pi r_1^2 = I_2\, 4\pi r_2^2$$

$$\frac{I_1}{I_2} = \frac{r_2^2}{r_1^2} \tag{2.10}$$

Luego la intensidad del movimiento ondulatorio propagado por ondas esféricas, en un punto, es inversamente proporcional al cuadrado de la distancia de dicho punto al foco emisor.

## *2.5 Ecuación diferencial del movimiento ondulatorio.*

La ecuación diferencial que describe el movimiento ondulatorio que se propaga a una velocidad $v$, es:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = v^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}$$

Veamos su deducción para el caso de la onda senoidal estudiada,

$$y = y_m \operatorname{sen}(k\,x - \omega t)$$

la velocidad de una partícula en un determinado instante viene dada por:

$$\frac{\partial y}{\partial t} = -y_m\, \omega \cos(k\,x - \omega t)$$

es esencial distinguir entre la velocidad de las partículas $\partial y/\partial t$, dependiente del tiempo y de la distancia al origen y la velocidad de propagación del movimiento ondulatorio $v$, que depende exclusivamente del medio en el que se propaga.

La aceleración de una partícula, en un determinado instante $t$, que dista $x$ del origen de la perturbación, es:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -y_m \, \omega^2 \, \mathrm{sen}(kx - \omega t)$$

Así mismo, las derivadas parciales respecto de $x$:

$$\frac{\partial y}{\partial x} = y_m \, k \cos(kx - \omega t) \qquad \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = -y_m \, k^2 \, \mathrm{sen}(kx - \omega t)$$

dan la pendiente y curvatura de la onda en un punto. Dividiendo las dos segundas derivadas resulta:

$$\frac{\partial^2 y / \partial t^2}{\partial^2 y / \partial x^2} = \frac{-y_m \, \omega^2}{-y_m \, k^2} = \frac{\omega^2}{k^2} = v^2$$

es decir,

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = v^2 \, \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \tag{2.11}$$

La solución de esta ecuación diferencial en derivadas parciales es de la forma:

$$y = f(x,t) = f_1(x - vt) + f_2(x + vt)$$

Esta solución se interpreta como la superposición de dos movimientos ondulatorios que se propagan en la misma dirección y con la misma velocidad pero en sentidos opuestos. Para una onda que se propague en un solo sentido, aparecerá solo una de las dos funciones.

## *2.6 Interferencias.*

Cuando en un medio se propagan dos ó más movimientos ondulatorios, el estado de perturbación de un punto es la suma de los estados componentes. De esta forma, pueden aparecer zonas del medio en que se vea reforzada la vibración (interferencia constructiva), y otras en las que se vea disminuida e incluso anulada (interferencia destructiva).

Veamos, como ejemplo, el caso de composición de dos movimientos ondulatorios, emitidos por focos distintos, suponiendo que las ondas emitidas son sinusoidales de igual amplitud y frecuencia. Sean $y_1$ e $y_2$ las perturbaciones que cada foco provocan en un punto $P$, que dista $r_1$ y $r_2$ de los focos emisores, respectivamente. Así:

$$y_1 = y_m \operatorname{sen} 2\pi\left(\frac{r_1}{\lambda}-\frac{t}{T}\right) \quad ; \quad y_2 = y_m \operatorname{sen} 2\pi\left(\frac{r_2}{\lambda}-\frac{t}{T}\right)$$

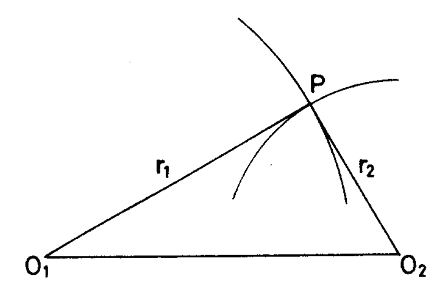



**Figura 2.11:** Interferencia producida en $P$ por la propagación de dos movimientos ondulatorios, con centros $O_1$ y $O_2$.

Si la magnitud física $y$ es un escalar, o bien si las direcciones de vibración son las mismas, el estado de vibración del punto $P$ se obtendrá como la suma de ambos estados componentes, es decir:

$$y = y_1 + y_2 = y_m \left[\operatorname{sen} 2\pi\left(\frac{r_1}{\lambda}-\frac{t}{T}\right) + \operatorname{sen} 2\pi\left(\frac{r_2}{\lambda}-\frac{t}{T}\right)\right] =$$

$$= 2\, y_m \cos\frac{r_1 - r_2}{\lambda}\pi \operatorname{sen} 2\pi\left(\frac{r_1+r_2}{2\lambda}-\frac{t}{T}\right)$$

Luego el punto $P$ estará sometido a una vibración sinusoidal de amplitud modulada, siendo la modulación de la amplitud la dada por:

$$2\, y_m \cos\frac{r_1 - r_2}{\lambda}\pi$$

La frecuencia del movimiento resultante es la misma que la de los componentes y la fase viene dada por:

$$\frac{r_1 + r_2}{\lambda}\pi$$

La amplitud de la vibración será máxima (e igual a $2\,y_m$) cuando,

$$\cos\frac{r_1 - r_2}{\lambda}\pi = \pm 1; \qquad r_1 - r_2 = n\lambda$$

es decir, cuando la diferencia de distancias a los focos sea un múltiplo de la longitud de onda. La amplitud resultante será mínima (nula) cuando:

$$\cos\frac{r_1 - r_2}{\lambda}\pi = 0; \quad r_1 - r_2 = (2n+1)\frac{\lambda}{2}$$

es decir, cuando la diferencia de distancias a los focos emisores sea un número impar de veces la semilongitud de onda.

El lugar geométrico de puntos que vibran con igual amplitud sería el que verifica: $r_1 - r_2 = \text{cte}$.

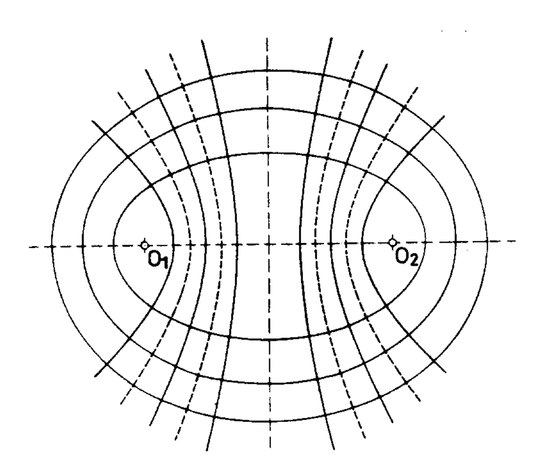



**Figura 2.12:** Superficies ventrales y nodales. Superficies en igualdad de fase de vibración.

que son hipérbolas de revolución de focos $O_1$ y $O_2$. Por lo tanto, en este caso, las superficies hiperbólicas de máxima amplitud se suceden alternativamente con las de amplitud nula, partiendo del plano mediatriz del segmento $\overline{O_1\,O_2}$ en el cual la amplitud es máxima.

A las superficies donde la amplitud resultante es máxima se les llama ventrales, llamándose nodales a las superficies de amplitud mínima.

El lugar geométrico de puntos que vibran en igualdad de fase sería el que verifica $r_1 + r_2 = \text{cte}$, que son superficies elipsoidales de revolución de focos $O_1$ y $O_2$.

En el caso de ser distintas las amplitudes se obtienen conclusiones similares, no existiendo, en este caso, puntos de amplitud nula.

## *2.7 Principio de Huygens.*

Cuando una partícula de un medio elástico entra en vibración, se ha visto como se propaga a través de él un movimiento ondulatorio provocando la vibración sucesiva de sus distintas partículas.

Cada partícula que es alcanzada por el movimiento ondulatorio podría pues considerarse como un nuevo foco emisor de nuevas ondas. Esto indujo a Huygens a enunciar el principio que lleva su nombre, según el cual, cada punto de un frente de onda puede considerarse como fuente de emisión de pequeñas ondas secundarias, que se propagan en todas direcciones con una velocidad igual a la de propagación de las ondas. En la aplicación del principio de Huygens sólo se tiene en cuenta la parte de las ondas secundarias dirigida en el sentido de propagación del movimiento ondulatorio y no la parte de retroceso de las mismas. Por otra parte, las ondas secundarias sólo son activas en un instante dado, en los puntos de contacto de las mismas con la superficie tangente a ellas o envolvente de las ondas secundarias en ese instante, ya que las ondas elementales anulan sus efectos en los otros puntos, por interferencias. Este principio se ilustra en la figura 2.13.

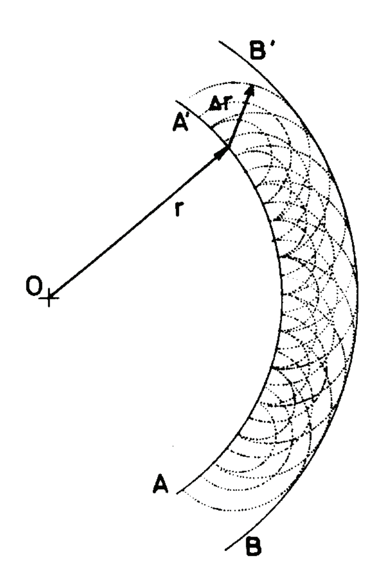



**Figura 2.13:** Principio de Huygens.

Sea $O$ un centro emisor de ondas esféricas, y sea $AA'$ la onda correspondiente a un instante $t(r=v\cdot t)$. Cada partícula de este frente de onda, en el instante $t$, puede considerarse como foco emisor de ondas secundarias en el sentido de propagación del movimiento ondulatorio. Al cabo de un cierto tiempo $\Delta t$, las ondas secundarias tendrán un radio $\Delta r = v \cdot \Delta t$ igual para todas ellas y serán activas en los puntos de tangencia de las mismas con la envolvente común a todas ellas, que será otra superficie esférica de radio $r+\Delta r$, nuevo frente de ondas. En el resto de puntos entre los dos frentes de onda ($AA'$ y $BB'$), las ondas secundarias anulan sus efectos por interferencia.

Si consideramos una superficie cerrada $S$ que rodea a un foco emisor $O$, el movimiento ondulatorio provocado en el interior de $S$ sólo puede propagarse al exterior de ella por los puntos de la misma. Si $S$ es una superficie de onda, todos sus puntos estarán en igual fase de vibración. Por el principio de Huygens se puede suprimir el foco emisor reemplazándolo por centros secundarios uniformemente distribuidos sobre una superficie de onda.

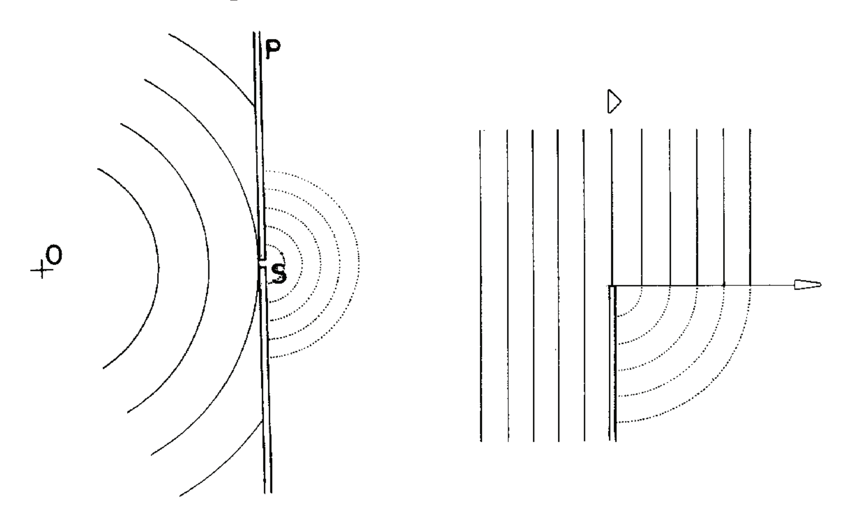



**Figura 2.14:** Fenómenos de difracción.

Este principio permite explicar el fenómeno de difracción. Así, si las ondas emitidas por un foco $O$, encuentran en su recorrido una pantalla $P$, el movimiento ondulatorio no pasaría a la otra parte de la pantalla. Si en ella se practica un orificio $S$, a través de él y considerándolo como un foco emisor de ondas secundarias, se propagaría el movimiento ondulatorio mediante ondas esféricas con centro en $S$, como se observa en la figura 2.14.

Considerando el caso de ondas planas y suponiendo que encuentran en su recorrido una pantalla normal a la dirección de propagación, a la derecha de la misma también se propaga el movimiento ondulatorio, como se puede explicar por aplicación del principio de Huygens ilustrado, así mismo, en la figura 2.14.

# 2.8 Reflexión y refracción de ondas.

Cuando una onda llega a la superficie de separación de dos medios distintos se producen, en general, dos ondas, una que se propaga en el mismo medio que la onda incidente, de modo que la proyección de la velocidad de propagación sobre la normal a la superficie es de sentido contrario a la correspondiente de la incidente, y que se denomina onda reflejada, y la otra que pasa al otro medio y se denomina onda refractada o transmitida. La energía de la onda incidente se reparte entre la onda reflejada y la transmitida.

## 2.8.1 Reflexión

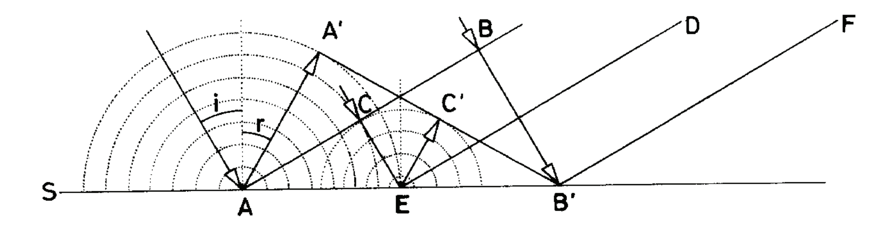



**Figura 2.15:** Reflexión de ondas planas.

Supóngase una onda plana que en su propagación en un medio encuentra una superficie plana. Sea $\hat{i}$ el ángulo de incidencia, que forma la normal a la superficie con la dirección de propagación de los frentes de onda y sean $AB$, $ED$ y $B'F$ las posiciones sucesivas de un frente de ondas que se aproxima a la superficie $S$. (figura 2.15). El punto $A$ del frente de ondas $AB$ acaba de entrar en contacto con la superficie $S$, considerándolo como foco emisor de ondas secundarias que avanzan a la misma velocidad que el frente de onda $AB$, cuando el punto $B$ alcanza a la superficie $S$ en $B'$, la onda secundaria emitida por $A$ tendrá un radio igual al segmento $BB'$. En ese instante, el foco secundario $B'$ comenzaría a emitir ondas elementales y el nuevo frente de ondas se obtendría trazando desde $B'$ la superficie tangente a la onda secundaria emitida por $A$ en ese instante, que sería esférica y de radio $BB' = AA'$. Otro punto cualquiera $C$, del frente de onda incidente, habría

avanzado, en ese mismo intervalo de tiempo, hasta alcanzar la superficie $S$ en $E$, y al entrar en contacto con la misma, emitiría ondas secundarias que tendrían en ese instante un radio $EC'$ tal que:

$$CE + EC' = BB' = AA'$$

Veamos que el plano $A'B'$ es tangente a una onda secundaria emitida por E de radio $EC'$, con lo cual el punto $C'$ se situaría sobre el frente de ondas plano $A'B'$.

Por semejanza de triángulos,

$$\frac{EC'}{AA'} = \frac{EB'}{AB'} \qquad \frac{EC}{BB'} = \frac{AE}{AB'}$$

sumando ambas igualdades teniendo en cuenta que $AA' = BB'$,

$$\frac{EC' + EC}{AA} = \frac{EB' + AE}{AB'} = 1$$

Así, el punto $C$ se sitúa sobre el frente de ondas planas $A'B'$, con lo cual, cualquier otro punto del frente plano de onda incidente $AB$ tendrá su homólogo en el frente plano de onda reflejado $A'B'$.

Luego el frente de ondas reflejado $A'B'$ es también plano y su dirección de propagación es la dada por $\overrightarrow{AA'}$.

Por igualdad de los triángulos $BAB'$ y $A'B'A$ se deduce la igualdad de los ángulos $ABB'$ y $A'B'A$ y por lo tanto de los ángulos incidente $\hat{i}$ y reflejado $\hat{r}$.

Como resumen se puede enunciar que:

- El rayo incidente, la normal a la superficie reflectante en el punto de incidencia y el rayo reflejado están sobre el mismo plano.
- El frente de ondas reflejado también es plano.
- El ángulo de incidencia es igual al de reflexión.

En caso de incidencia normal a una superficie, las ondas incidente y reflejada se propagan en la misma dirección y sentidos opuestos. La onda resultante es la suma de

ambas y da lugar a una onda estacionaria que se estudiará con más detalle en ondas sonoras.

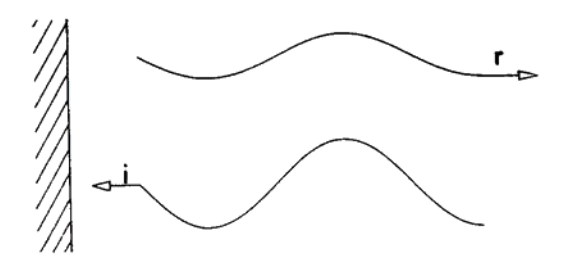



**Figura 2.16:** Reflexión con incidencia normal.

## *2.8.2 Refracción.*

las leyes de la refracción se obtienen por un procedimiento similar, pero teniendo en cuenta que la onda incidente y la refractada se propagan en medios distintos y por tanto, con velocidades distintas.

Supóngase una superficie plana de separación de dos medios y sean $AB$, $ED$ y $B'F$ las posiciones sucesivas de un frente de ondas plano que avanza hacia la superficie $S$. Cuando el punto $A$ del frente de ondas $AB$ hace contacto con la superficie de separación $S$, este punto se convierte en un foco emisor de ondas secundarias, propagándose en el segundo medio con una velocidad $v_2$, de tal forma que, cuando el punto $B$ alcanza la superficie $S$ en $B'$, la onda secundaria emitida por $A$ tendrá un radio $AA'$ tal que:

$$v_1 = \frac{BB'}{t}; \qquad v_2 = \frac{AA'}{t} \qquad AA' = \frac{v_2}{v_1} BB'$$

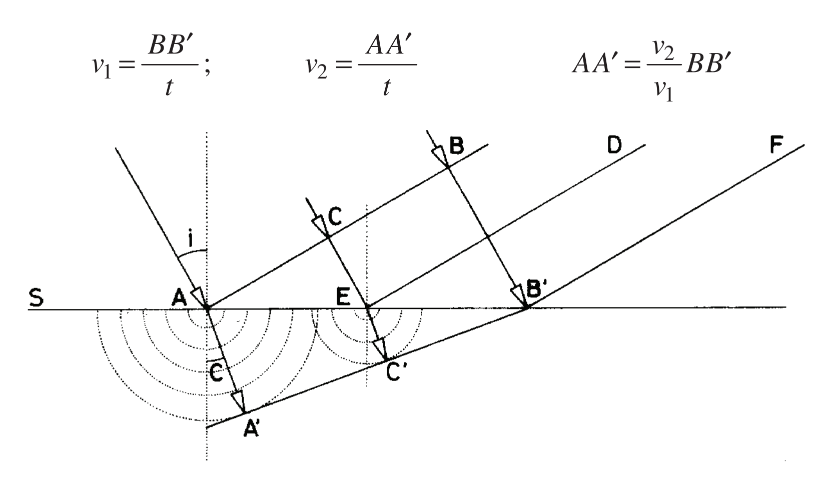



**Figura 2.17:** Refracción de ondas planas.

en ese instante el punto $B'$ comenzaría a emitir ondas elementales en el segundo medio y el nuevo frente de ondas se obtendría trazando la tangente desde $B'$ a la onda esférica secundaria emitida por $A$ y de radio $AA'$. Otro punto cualquiera $C$ del frente de ondas incidente, en ese mismo intervalo de tiempo, habría avanzado hasta alcanzar la superficie en $E$ y al entrar en contacto con la misma, el punto $E$ emitiría ondas secundarias que tendrían en ese mismo instante un radio $EC'$ tal que:

$$\frac{CE}{t_1} = v_1 ; \qquad \frac{EC'}{t_2} = v_2 ; \qquad t_1 + t_2 = t$$

$$t = \frac{CE}{v_1} + \frac{EC'}{v_2} = \frac{BB'}{v_1} = \frac{AA'}{v_2} = t$$

Veamos que el plano $A'B'$ es tangente a una onda secundaria emitida por $E$ y de radio $EC'$ tal que cumpla la condición anterior, con lo cual el punto C$'$ se situaría sobre el frente de ondas plano $A'B'$.

Por semejanza de triángulos,

$$\frac{EC'}{AA'} = \frac{EB'}{AB'} \qquad \frac{CE}{BB'} = \frac{AE}{AB'}$$

sumándolas queda:

$$\frac{EC'}{AA'} + \frac{CE}{BB'} = \frac{EB' + EA}{AB'} = 1$$

y por lo tanto:

$$\frac{EC'}{v_2 t} + \frac{CE}{v_1 t} = 1 \qquad \frac{EC'}{v_2} + \frac{CE}{v_1} = t$$

Así el punto $C'$ se sitúa sobre el frente de ondas planas $A'B'$ y cualquier otro punto del frente incidente $AB$ tendrá su homólogo en el frente plano de ondas refractada $A'B'$. Luego el frente de ondas refractado es plano. Veamos la relación entre los ángulos incidente y refractado.

$$\operatorname{sen}\hat{i} = \frac{BB'}{AB'} ; \qquad \operatorname{sen}\hat{\tau} = \frac{AA'}{AB'}$$

Luego,

$$AB' = \frac{BB'}{\operatorname{sen}\hat{i}} = \frac{AA'}{\operatorname{sen}\hat{\tau}} \qquad\qquad \frac{v_1}{\operatorname{sen}\hat{i}} = \frac{v_2}{\operatorname{sen}\hat{\tau}}$$

lo que constituye la expresión analítica de las leyes de Snell.

Resumiendo:

- El rayo incidente, la normal a la superficie en el punto de incidencia y el rayo refractado son coplanarios.
- El frente de ondas refractado es plano.
- Los senos de los ángulos de incidencia y refracción son proporcionales a las velocidades de propagación en los medios de la onda incidente y refractado.

Las leyes de la reflexión y refracción de frentes de ondas planas sobre superficies planas siguen siendo válidas cuando el frente incidente y/o la superficie de separación no son planas, en cada punto de incidencia se puede considerar una pequeña porción de frente y de superficie como planas. Variaría el nuevo frente de onda en función de la forma del frente de onda incidente.

# *Apéndice: Estudio de algunas ondas unidimensionales de interés.*

## *A.1.- Ondas elásticas en una barra.*

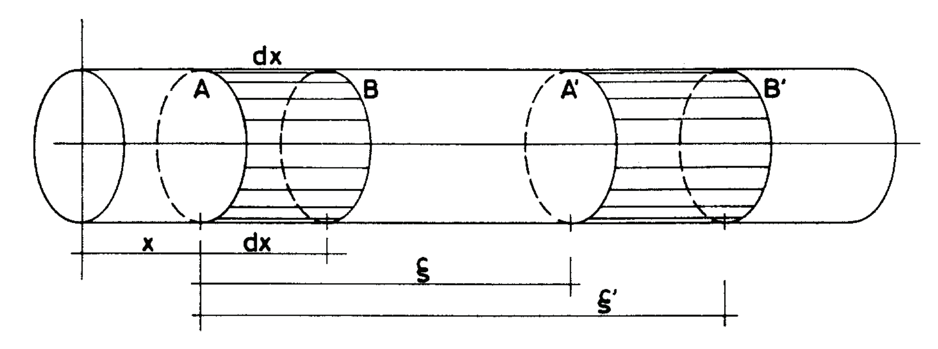



**Figura A.1:** Ondas elásticas en una barra.

A través de una barra, tal como la $AB$ representada en la figura, una perturbación provocada en uno de sus extremos, se propaga a lo largo de la misma, alcanzando, eventualmente, al otro extremos $B$. Si dicha perturbación es, por ejemplo un golpe o percusión (supuesto uniformemente distribuido por la sección de la barra) la perturbación que se propaga puede ser: el desplazamiento de las partículas del sólido, la densidad del mismo etc.

En cualquier caso, se dice que en el interior de la barra se propaga una onda elástica, siendo su estudio el objeto de este apartado.

Denominando $S$ a la sección de la barra que supondremos constante y $F$ a la fuerza que actúa sobre cada sección, cuyo valor en principio, dependerá de la distancia a uno de sus extremos, en un instante y sobre una sección transversal determinada actuarán dos fuerzas iguales y opuestas:

- La tensión sobre la parte izquierda debida a la porción izquierda.
- La tensión sobre la parte derecha debida a la porción derecha de la barra.

El esfuerzo normal es, $\sigma = \frac{F}{S}$.

Bajo la acción de tales fuerzas, cada sección de la barra experimenta un desplazamiento $\xi$, paralelo al eje. Si este desplazamiento es el mismo en todos los puntos de la barra no se produce deformación, sino simplemente una traslación de los puntos de la barra según su eje.

En general este desplazamiento $\xi$ variará a lo largo de la barra,

$$\xi = \xi(x)$$

produciendo deformaciones a lo largo de la misma.

En efecto, refiriendo la barra a unos ejes, tales como los representados en la figura y tomando dos secciones $A$ y $B$, que en condiciones iniciales (antes de iniciarse la perturbación) estaban separadas un dx, al propagarse la perturbación, la sección $A$ se desplazará $\xi$ y la $B$, $\xi'$, de modo que la separación entre $A'$ y $B'$ en el estado de deformación será:

$$dx + (\xi' - \xi) = dx + d\xi$$

donde,

$$d\xi = \xi' - \xi$$

La deformación de la barra en aquella región ha sido, por consiguiente, $d\xi = \xi' - \xi$ y la deformación unitaria,

$$\varepsilon = \frac{\partial \xi}{\partial x}$$

Por otra parte, de acuerdo con la ley de Hooke, es:

$$\sigma = E\,\varepsilon$$

con lo que,

$$\sigma = E\,\frac{\partial \xi}{\partial x}$$

Expresión que se cumplirá siempre que el estado tensional y de deformación esté en la zona elástica o proporcional del material.

Teniendo en cuenta la expresión de la tensión, resulta que:

$$F = \sigma S = S\,E\,\frac{\partial \xi}{\partial x}$$

Por otra parte, como la fuerza que actúa sobre la sección *B* no es la misma que la que actúa sobre la *A*, aparece una resultante de las fuerzas que origina un movimiento del $dm$ comprendido entre *A* y *B*.

La resultante de estas fuerzas se puede expresar por un lado como:

$$F' - F = d\,F = \frac{\partial F}{\partial x} dx$$

y por otro como:

$$d\,F = d\,m \cdot \ddot{x} = \rho\,S\,dx\,\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}$$

que igualando ambas resulta:

$$\frac{\partial F}{\partial x} dx = \rho\, S\, dx\, \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}$$

obteniéndose finalmente:

$$\frac{\partial F}{\partial x} = \rho\, S\, \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}$$

Las ecuaciones,

$$F = S\, E\, \frac{\partial \xi}{\partial x} \qquad \text{y} \qquad \frac{\partial F}{\partial x} = \rho\, S\, \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}$$

son las ecuaciones diferenciales de dos campos, el de desplazamientos de cada sección de la barra $\xi$, donde $\xi = \xi(x)$, y el de la fuerza que se ejerce sobre cada sección $F = F(x)$ y describen las condiciones físicas de la propagación de una onda elástica en una barra.

Si lo que se pretende es obtener la ecuación de propagación de las deformaciones, se eliminará $F$ entre ambas. Así, derivando la primera respecto a $x$, es:

$$\frac{\partial F}{\partial x} = S\, E\, \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}$$

e igualando a la segunda,

$$S\, E\, \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = \rho\, S\, \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}$$

obteniéndose finalmente:

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = \frac{E}{\rho}\, \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}$$

que al compararla con la ecuación diferencial del movimiento ondulatorio:

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = v^2\, \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}$$

resulta que:

$$v^2 = \frac{E}{\rho} \quad \text{de donde,} \quad v = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

De la misma manera se puede establecer la ecuación de propagación del campo de fuerzas, a partir de las mismas ecuaciones y siguiendo el esquema:

$$\begin{array}{c|c} F = S\,E\,\dfrac{\partial \xi}{\partial x} & \dfrac{\partial F}{\partial x} = \rho\, S\,\dfrac{\partial^2 \xi}{\partial t} \\ \\ \dfrac{\partial^2}{\partial t^2} & \dfrac{\partial}{\partial x} \\ \\ \dfrac{\partial^2 F}{\partial t^2} = S\,E\,\dfrac{\partial^3 \xi}{\partial x\, \partial^2 t^2} & \dfrac{\partial^2 F}{\partial x^2} = \rho\, S\,\dfrac{\partial^3 \xi}{\partial t^2\, \partial x} \end{array}$$

y al dividir una por otra resulta:

$$\frac{\partial^2 F / \partial t^2}{\partial^2 F / \partial x^2} = \frac{E}{\rho}$$

con lo que se obtiene,

$$\frac{\partial^2 F}{\partial t^2} = \frac{E}{\rho}\,\frac{\partial^2 F}{\partial x^2}$$

ecuación que pone de manifiesto que el campo de fuerzas se propaga con la misma velocidad a lo largo de la barra, que el campo de desplazamientos.

## *A.2.- Ondas transversales en una cuerda.*

Vamos a considerar ahora el caso de una cuerda sometida a una tensión $T$. Supondremos que en condiciones de equilibrio, la cuerda se mantiene en línea recta. Si un punto de la cuerda se desplaza de su posición de equilibrio en la dirección normal al eje de la cuerda, un tramo elemental de la misma en un instante, adoptará la forma de la figura.

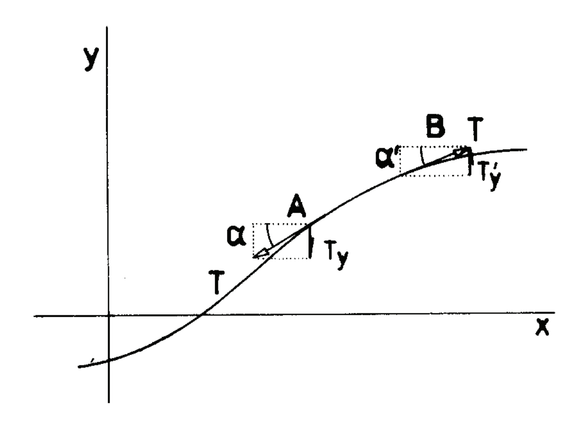



**Figura A.2:** Ondas transversales en una cuerda.

El tramo elemental considerado, *AB*, se desplazará de su posición de equilibrio una distancia $\xi$.

En cada extremo de esta posición *AB* actuará una tensión o fuerza tangencial *T*; en la *B*, debida a la parte derecha de la cuerda y en la *A* debida a la parte izquierda de la curva.

El desplazamiento normal a $x$ de la cuerda es debido a la resultante de las componentes verticales de la fuerza que actúa sobre el elemento *AB*, y que valen:

$$\left.\begin{array}{l} T'_y = T\,\mathrm{sen}\,\alpha' \\ T_y = T\,\mathrm{sen}\,\alpha \end{array}\right| \; F_y = T'_y - T_y = T(\mathrm{sen}\,\alpha' - \mathrm{sen}\,\alpha)$$

y considerando valores pequeños de $\alpha$ resulta,

$$F_y = T(\mathrm{tg}\,\alpha' - \mathrm{tg}\,\alpha) = T \cdot d(\mathrm{tg}\,\alpha)$$

Es decir, es la variación de la tangente de $\alpha$, y como ésta es función de $x$, se puede escribir que,

$$d(\mathrm{tg}\,\alpha) = \frac{\partial(\mathrm{tg}\,\alpha)}{\partial x} dx = \frac{\partial}{\partial x}(\mathrm{tg}\,\alpha)\,dx$$

y como,

$$tg\ \alpha = \frac{\partial \xi}{\partial x}$$

resulta que,

$$d(\mathrm{tg}\,\alpha) = \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} dx$$

y en consecuencia,

$$F_y = T \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} dx$$

que representa la componente vertical resultante.

Por otra parte, la ecuación de la dinámica aplicada al elemento de masa considerado, es:

$$F_y = (dm)\ddot{y}$$

donde $dm = m\,dx$, siendo $m$ la masa por unidad de longitud de la cuerda.

Igualando esta ecuación a la anterior, es:

$$m\,dx \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = T \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} dx$$

resultando:

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = \frac{T}{m} \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}$$

ecuación diferencial del movimiento de la onda transversal en la cuerda, que se propaga con una velocidad dada por:

$$v = \sqrt{\frac{T}{m}}$$

## *A.3.- Ondas elásticas transversales en una barra.*

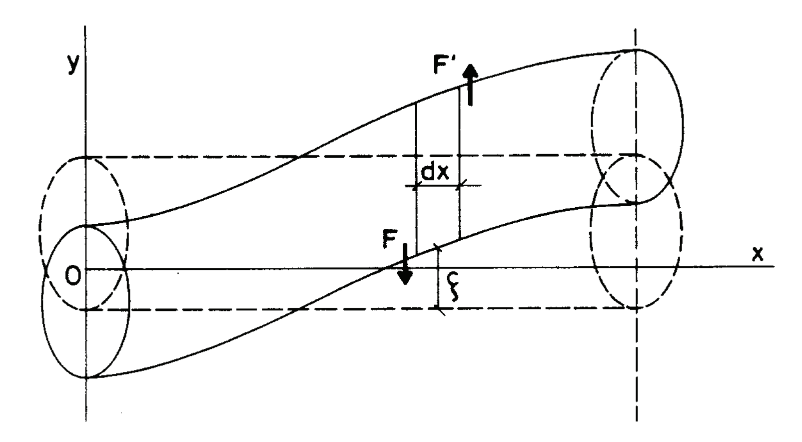



**Figura A.3:** Ondas elásticas transversales en una barra.

Una modificación que presenta el estudio de las ondas elásticas transversales en una barra es la aparición y cese del esfuerzo tangencial, que tiende a desplazar entre sí rebanadas consecutivas de la barra en cuestión.

Sea una barra, cuya posición inicial se representa a trazos y su deformada, en un instante, por trazo continuo en la figura.

Para pequeñas amplitudes de la vibración se puede suponer que los puntos de la barra se mueven en dirección normal al eje *OX*.

Si es $\xi$ el desplazamiento transversal de una sección $dx$ en un instante dado, éste será una función de $x$, es decir, $\xi=\xi(x)$ ya que si fuera constante, la barra se desplazaría paralelamente a sí misma.

A $\gamma=\partial\xi/\partial x$, que es la variación del desplazamiento transversal por unidad de longitud, se le llama deformación transversal unitaria. Debido a esta deformación, cada sección separada por el $dx$, está sometida a dos fuerzas de sentido contrario $F$ y $F'$, tangentes a las superficies, ejercidas por las porciones de la barra situadas a cada lado de esta sección.

Esta fuerza tangencial por unidad de superficie, $\tau=F/S$, es el esfuerzo tangencial o cortante.

También aquí, el esfuerzo tangencial y la deformación unitaria están relacionadas, por la ley de Hooke, mediante un coeficiente característico del material que se llama módulo de elasticidad transversal, $G$, es decir:

$$\tau = G \cdot \gamma$$

que, teniendo en cuenta sus respectivos valores, es:

$$F = S\,G \frac{\partial \xi}{\partial x} \qquad \text{(a)}$$

Por otra parte, la fuerza que actúa sobre este volumen elemental es:

$$F' - F = d\,F_y = \left(\frac{\partial F}{\partial x}\right) dx$$

y la ecuación de la dinámica aplicada al mismo:

$$d\,F_y = (d\,m) \cdot \ddot{y}$$

que al igualarla con la anterior resulta,

$$\left(\frac{\partial F}{\partial x}\right) dx = \rho\, S\, dx \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}$$

es decir,

$$\frac{\partial F}{\partial x} = \rho\, S \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \qquad \text{(b)}$$

derivando respecto a $x$ la (a) e igualando a la (b) resulta,

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = \frac{G}{\rho} \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}$$

que representa la ecuación de propagación de la onda de deformaciones, que se propaga, pues, a una velocidad $v = \sqrt{G/\rho}$ .

## *A.4.- Ondas de torsión.*

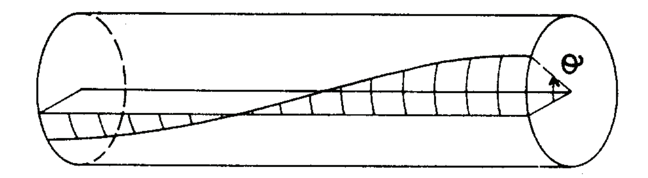



**Figura A.4:** Ondas de torsión.

Se obtienen éstas en una varilla, al fijar uno de sus extremos, y aplicar en el otro un momento variable que es paralelo al de la varilla.

Esto produce una torsión de la varilla. Si el momento aplicado es función del tiempo, el ángulo de torsión cambia con el tiempo, dando como resultado una onda de torsión que se propaga a lo largo de la varilla. Un análisis matemático del problema muestra que, independientemente de la forma en la sección, la velocidad de la propagación de la onda de torsión es $v = \sqrt{G/\rho}$ .

No debe sorprender que coincida con la anterior, ya que ambos fenómenos son debidos fundamentalmente a lo que ocurre en el interior del material de que está hecha la varilla.

La diferencia con la anterior es que el desplazamiento aquí es angular.

Concluiremos diciendo que es interesante observar cómo con las aproximaciones empleadas, procesos de dinámica diferentes, se representan por la misma ecuación.

# Capítulo III

# Acústica Física

## *3.1 Introducción.*

El objeto de este tema es la descripción, análisis y cuantificación de los fenómenos asociados a la propagación de ondas sonoras que constituyen el campo acústico.

Se hace especial hincapié en el estudio de las magnitudes físicas que intervienen en el citado campo, así como en las propiedades y características que presentan, tanto en su cuantificación como en los fenómenos asociados a la propagación, reflexión y transmisión de las ondas sonoras.

## *3.2 Descripción de la onda sonora.*

Como se ha visto en el capítulo anterior, una perturbación puntual en el aire se propaga en el mismo en forma de pulso u onda viajera longitudinal, que al llegar al oído produce la sensación de sonido.

Si la perturbación es periódica, su propagación es un movimiento ondulatorio longitudinal, que se supondrá propagándose en el eje *OX* y además se considerará el medio, en principio, sin amortiguamiento.

Las ondas sonoras más sencillas son las ondas sinusoidales con frecuencia, amplitud y longitud de onda definidas y constituyen los sonidos puros. En la práctica raras veces se encuentran sonidos puros, pero cualquier perturbación periódica puede descomponerse en suma de sonidos puros. Se estudiará pues, la onda sonora sinusoidal, por ser la componente elemental de cualquier otra onda sonora de tipo periódico.

Para mayor sencillez en la descripción, se supondrá que la perturbación armónica está provocada por el movimiento armónico simple de un émbolo que vibra según la dirección del eje *OX*, considerando el origen de coordenadas en su punto de equilibrio.

En un instante anterior al comienzo del movimiento, las partículas del aire se encontraban en reposo y homogéneamente distribuidas tal y como se esquematiza en la figura 3.1.a.

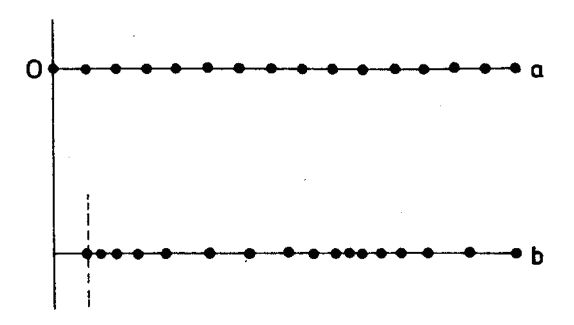



**Figura 3.1:** Movimiento de las partículas de un medio al ser alcanzadas por una onda sonora.

El movimiento del émbolo perturba la atmósfera que le rodea. Estas perturbaciones se traducen en contracciones y dilataciones de volúmenes de aire elementales. A estas variaciones de volumen corresponden:

- Modificaciones de la densidad del aire, que en reposo era $\rho_0$.
- Modificaciones de la presión, que en reposo era la atmosférica, $P_0$.
- Movimientos vibratorios de las partículas del aire.

Todo ello de modo que, después de iniciarse el movimiento del émbolo y en un cierto instante, la distribución de las partículas es la que se representa en la figura 3.1.b, donde se observa que a lo largo del eje *OX* (dirección de propagación) esta distribución es periódica.

Llamemos $D$ a los desplazamientos de las partículas desde su posición de equilibrio, $P$ a la presión instantánea resultante en un punto y $\rho$ a la densidad resultante en un punto. Los valores de estas magnitudes antes de iniciarse la perturbación correspondían a desplazamiento nulo, presión atmosférica $P_0$ y densidad $\rho_0$.

A la diferencia $P - P_0$ se denomina **presión acústica** o dinámica. Su unidad en el S.I. es el *Pascal* (*Pa*) que equivale a $1\, Newton/m^2$. ($P_0 = 10^5\ Pa$). Análogamente a la diferencia $\rho - \rho_0$ se denomina **densidad dinámica**.

Tomando como base para la descripción del campo acústico los desplazamientos y siendo éstos producidos por el movimiento armónico simple del émbolo, pueden expresarse, según lo visto en el capítulo anterior, por:

$$D = D_m \operatorname{sen} k(x - vt)$$

siendo $k$ el número de onda y por tanto, $k = \frac{2\pi}{\lambda} = \frac{\omega}{v}$

con lo cual resulta:

$$D = D_m \operatorname{sen} \omega \left( \frac{x}{v} - t \right) \qquad (3.1)$$

donde $D_m$ es la amplitud de la onda de desplazamientos y representa el máximo valor del desplazamiento que sufren las partículas respecto a su posición de equilibrio inicial.

Representando $D$ en la dirección perpendicular a la de propagación, para un determinado instante $t$, se obtiene la figura 3.2.

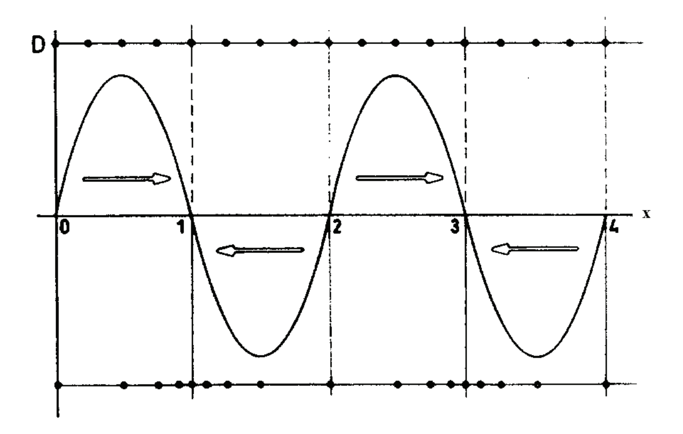



**Figura 3.2:** Onda de desplazamientos.

Se observa que las partículas situadas ente $0$ y $1$; $2$ y $3$, sufrirán desplazamientos positivos (se alejan de 0) y las situadas entre $1$ y $2$; $3$ y $4$, sufrirán desplazamientos negativos (se acercan a 0) por lo tanto en los puntos $1, 3, \cdots$ habrá una acumulación o concentración de partículas y en los puntos $0, 2, 4, \cdots$ habrá una disminución o dispersión de partículas. En los puntos de concentración habrá un aumento de densidad y presión, y en los de disminución habrá un descenso de la presión y densidad.

Si representamos, para un instante $t$, la presión acústica $p = P - P_0$, y la densidad dinámica $\rho - \rho_0$, obtenemos las ondas de presión acústica y de densidades respectivamente. Posteriormente se estudiará la relación entre la onda de desplazamientos (3.1), y la de presiones acústicas y densidades dinámicas.

# 3.3 Deducción de la ecuación de ondas.

Considérese un medio deformable, homogéneo e isótropo, y en él, un elemento diferencial de volumen $(dx\,dy\,dz)$, referido a un sistema ortonormal, que en adelante se supondrá constante $(dV = \text{cte})$.

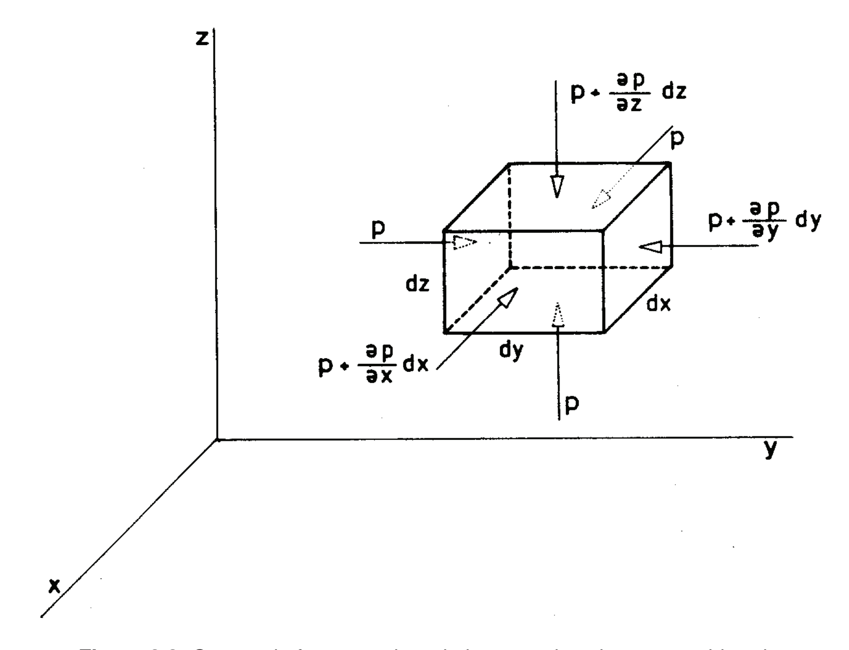



**Figura 3.3:** Campo de fuerzas sobre el elemento de volumen considerado.

Si en este medio existe un campo de fuerzas uniforme, todas las partículas estarán aceleradas por esa misma fuerza y habrá un movimiento global de las partículas respecto al sistema de referencia, pero la cantidad de partículas encerradas en $dV$ será constante y por lo tanto también permanecerá contante la masa.

Ahora bién, si en un instante dado el módulo del campo de fuerzas varía continuamente de un punto a otro, es decir, si existe un gradiente del mismo, aparte del movimiento global, habrá un movimiento neto de partículas en $dV$, entrando o saliendo hacia sus elementos inmediatos.

La ecuación de propagación de ondas, no es más que la ecuación del movimiento del elemento considerado. Se supone que la transformación que sufre el elemento de volumen es adiabática ya que el tiempo considerado es muy pequeño. En consecuencia se parte de la ecuación de la dinámica aplicada a este elemento, bajo el

supuesto de que la fuerza exterior es la debida a las presiones que el resto del medio ejerce sobre el elemento considerado. Así sobre el eje *OX*:

$$\sum dF_x = \frac{\partial}{\partial t}(dm\, v_x)$$

que vale:

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial x}dx\right)dy\,dz = \frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\, dx\,dy\,dz \cdot \dot{D}_x\right) \qquad (3.2)$$

donde $\dot{D}$ es la derivada con respecto al tiempo del desplazamiento que sufren las partículas en la dirección del eje *OX*, que coincide con la componente $x$ de la velocidad de las partículas. Como $dx\,dy\,dz = dV$ permanece constante la ecuación (3.2) queda:

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \cdot \dot{D}_x\right)$$

y del mismo modo sobre el eje *OY* y *OZ* quedaría:

$$-\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \cdot \dot{D}_y\right) \qquad -\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \cdot \dot{D}_z\right)$$

ecuaciones que se pueden condensar en la vectorial:

$$-\overrightarrow{\text{grad}}\ \text{p} = \frac{\partial}{\partial t}\left(\rho \cdot \vec{\dot{D}}\right) \qquad (3.3)$$

Por otra parte, este elemento de fluido deberá satisfacer la ecuación de continuidad, que no es más que la expresión matemática de la conservación de masa, es decir, que la disminución de masa que sufre $dV$ por unidad de tiempo, debe ser igual a la que fluye por su superficie externa $S$ en la unidad de tiempo. Dicha expresión matemática es:

$$-\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V \left(\rho\, dx\,dy\,dz\right) = \iint_S (\rho \cdot \vec{\dot{D}}) \cdot \overrightarrow{ds} \qquad (3.4)$$

Aplicando el concepto de divergencia de un campo vectorial $(\rho \cdot \vec{\dot{D}})$, al segundo miembro, queda:

$$-\frac{\partial}{\partial t}(\rho)\,dx\,dy\,dz = div(\rho\cdot\dot{\vec{D}})\,dx\,dy\,dz$$

$$-\frac{\partial}{\partial t}(\rho) = div(\rho\cdot\dot{\vec{D}}) \tag{3.5}$$

que es la ecuación de continuidad de fluidos. Aplicándola a la ecuación (3.3), habiendo previamente calculado la divergencia de ambos miembros,

$$-div(\overrightarrow{\text{grad}}\ p) = div\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho\cdot\dot{\vec{D}}) = \frac{\partial}{\partial t}(div\ \rho\cdot\dot{\vec{D}})$$

con lo cual queda:

$$-Lap\ p = -\frac{\partial^2\rho}{\partial t^2}$$

es decir,

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 p}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 p}{\partial z^2}=\frac{\partial^2\rho}{\partial t^2} \tag{3.6}$$

que representa la ecuación general de la onda de presiones en función de la densidad del medio.

Al objeto de poder facilitar la obtención de las relaciones entre las magnitudes que intervienen en el campo acústico tales como desplazamientos *D*, densidades dinámicas $\Delta\rho$ y presiones acústicas *p*, se estudiará el caso de una onda unidireccional *OX*. Los resultados así obtenidos se pueden extender al movimiento en 3 dimensiones. Se parte pues, de la ecuación general de la onda de presiones en función de la densidad del medio (3.6), particularizada para una dimensión.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2}=\frac{\partial^2\rho}{\partial t^2} \tag{3.7}$$

Considérese un elemento cilíndrico de fluido de sección recta circular y área unidad. Se supondrá el fluido homogéneo, isótropo, perfectamente elástico y de viscosidad nula cuya presión y densidad inicial son $P_0$ y $\rho_0$ respectivamente. Se supondrá que, al propagarse la perturbación, todas las partículas de una misma

sección recta tienen el mismo desplazamiento. Consideremos 2 secciones $A$ y $B$ que distan $dx$ antes de iniciarse el movimiento. Una vez alcanzadas ambas secciones por la perturbación, sufrirán desplazamientos, en general distintos, y las nuevas secciones $A'$ y $B'$ distarán ahora $dx+dD$. En consecuencia la masa de fluido que ocupaba inicialmente un volumen $(dV)_0=dx$, pasa a ocupar un volumen $dV=dx+dD$, cumpliéndose en esta transformación que:

$$\rho_0\, dx=\rho(dx+dD)$$

donde $\rho$ es la densidad del fluido perturbado y vale $\rho=\rho_0+\Delta\rho$, con lo cual:

$$\rho_0\, dx=(\rho_0+\Delta\rho)(dx+dD)$$

que al operar, despreciando infinitésimos superiores a los de primer orden, resulta:

$$\Delta\rho=-\rho_0\frac{\partial D}{\partial x} \tag{3.8}$$

que da la relación entre densidades y desplazamientos.

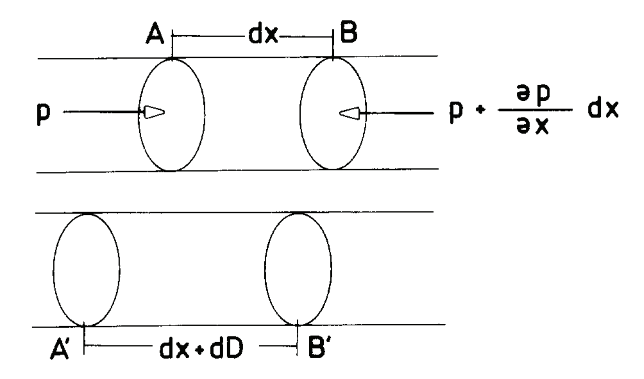



**Figura 3.4:** Movimiento de un elemento cilíndrico de volumen de fluido, al ser alcanzado por la perturbación.

La presión y la densidad en un instante y un punto determinado están relacionadas por la ecuación de estado $P=P(\rho)$, que desarrollada en serie de Mc-Laurin queda:

$$P(\rho)=P(\rho_0)+\Delta\rho\left[\frac{dP}{d\rho}\right]_0+\frac{\Delta\rho}{2}\left[\frac{d^2P}{d\rho^2}\right]_0+\cdots$$

la cual, despreciando infinitésimos de segundo orden y considerando que $P(\rho_0)=P_0$, queda:

$$P(\rho)=P_0+\Delta\rho\left[\frac{dP}{d\rho}\right]_0$$

Ahora bien, $(dP/d\rho)_0$ puede expresarse en función del módulo de compresibilidad B del medio, ya que éste es el cociente con signo negativo entre la variación de presión *dP* y la deformación volumétrica unitaria $dV/V$ producida por ella, y así:

$$B=-\frac{dP}{dV/V}$$

pero como al permanecer la masa constante, la deformación volumétrica unitaria toma el mismo valor, pero de signo contrario, que la variación unitaria de densidad, resulta:

$$\frac{dV}{V}=-\frac{d\rho}{\rho}$$

y por tanto

$$\frac{dP}{d\rho}=\frac{B}{\rho}$$

con lo cual

$$\left[\frac{dP}{d\rho}\right]_0=\frac{B}{\rho_0}$$

y así queda para la presión acústica,

$$P-P_0=p=\Delta\rho\frac{B}{\rho_0} \tag{3.9}$$

que da la relación entre presiones y densidades.

Sustituyendo en (3.8) el valor de $\Delta\rho$ obtenido de la (3.9), resulta:

$$\frac{p\,\rho_0}{B}=-\rho_0\frac{\partial D}{\partial x}$$

de donde,

$$p = -B\frac{\partial D}{\partial x} \tag{3.10}$$

que relaciona presiones y desplazamientos.

Por otra parte el movimiento del elemento de fluido considerado se realiza por acción de la fuerza resultante $-(\partial p/\partial x)dx$, aplicando la ecuación de la dinámica,

$$-\frac{\partial p}{\partial x}dx = m\frac{\partial^2 D}{\partial t^2} \qquad -\frac{\partial p}{\partial x}dx = \rho_0\, dx\frac{\partial^2 D}{\partial t^2}$$

y así,

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -\rho_0\frac{\partial^2 D}{\partial t^2} \tag{3.11}$$

Relacionando estas ecuaciones se llega a obtener la ecuación de propagación de las ondas de presiones, densidades y desplazamientos.

Así, derivando dos veces la (3.9) respecto a $x$,

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \rho}{\partial x^2}\frac{B}{\rho_0}$$

y sustituyendo en (3.7) queda,

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial x^2} = \frac{\rho_0}{B}\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} \tag{3.12}$$

ecuación de propagación de la onda de densidades.

Derivando la (3.9) dos veces respecto al tiempo es,

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{B}{\rho_0}\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2}$$

y sustituyendo en (3.7) queda:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{\rho_0}{B} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \qquad (3.13)$$

que es la ecuación de propagación de la onda de presiones.

Derivando la (3.10) respecto a $x$ y sustituyendo en (3.11) queda:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = -B \frac{\partial^2 D}{\partial x^2} = -\rho_0 \frac{\partial^2 D}{\partial t^2}$$

$$\frac{\partial^2 D}{\partial x^2} = \frac{\rho_0}{B} \frac{\partial^2 D}{\partial t^2} \qquad (3.14)$$

que es la ecuación de propagación de la onda de desplazamientos.

Las tres ecuaciones encontradas son análogas, lo que pone de manifiesto que las tres ondas se propagan con la misma velocidad ($v = \sqrt{B/\rho_0}$, teniendo en cuenta la ecuación diferencial del movimiento ondulatorio vista en el tema anterior). En adelante, denominaremos $c$ a la **velocidad de propagación de las ondas sonoras** en un medio, o velocidad de propagación del sonido. Veamos las expresiones de estas tres ondas

La de desplazamiento es, según (3.1),

$$D = D_m \operatorname{sen} \omega \left( \frac{x}{c} - t \right)$$

y la onda de velocidades de las partículas es:

$$\dot{D} = -D_m \, \omega \cos \omega \left( \frac{x}{c} - t \right) \qquad (3.15)$$

La onda de presiones es, según (3.10),

$$p = -B \frac{\partial D}{\partial x}$$

$$p=-BD_m\frac{\omega}{c}\cos\omega\left(\frac{x}{c}-t\right)=+\frac{B}{c}\dot{D}$$

teniendo en cuenta que $c=\sqrt{B/\rho_0}$ queda:

$$p=-c\,\rho_0\,D_m\,\omega\cos\omega\left(\frac{x}{c}-t\right) \tag{3.16}$$

La onda de densidades es, según (3.8),

$$\Delta\rho=-\rho_0\frac{\partial D}{\partial x}$$

$$\Delta\rho=-\rho_0\frac{\omega}{c}D_m\cos\omega\left(\frac{x}{c}-t\right) \tag{3.17}$$

Las amplitudes de estas ondas son:

$$\dot{D}_m=D_m\,\omega \qquad p_m=B\,D_m\frac{\omega}{c}=c\,\rho_0\,D_m\,\omega \qquad \Delta\rho_m=\rho_0\frac{\omega}{c}D_m$$

siendo $D_m$ la amplitud de la onda de desplazamientos.

A modo de resumen se presentan en el cuadro siguiente las ondas de desplazamientos, presiones y densidades progresivas o regresivas.

| ECUACION ONDA | | |
|---|---|---|
| **MAGNITUD** | **PROGRESIVA** | **REGRESIVA** |
| Desplazamiento | $D=D_m\,\mathrm{sen}\,\omega\left(\frac{x}{c}-t\right)$ | $D=D_m\,\mathrm{sen}\,\omega\left(\frac{x}{c}+t\right)$ |
| Velocidades | $\dot{D}=-D_m\,\omega\cos\omega\left(\frac{x}{c}-t\right)$ | $\dot{D}=D_m\,\omega\cos\omega\left(\frac{x}{c}+t\right)$ |
| Presiones | $p=-BD_m\frac{\omega}{c}\cos\omega\left(\frac{x}{c}-t\right)=+\frac{B\dot{D}}{c}$ | $p=-BD_m\frac{\omega}{c}\cos\omega\left(\frac{x}{c}+t\right)=-\frac{B\dot{D}}{c}$ |
| Densidades | $\Delta\rho=-\rho_0\frac{\omega}{c}D_m\cos\omega\left(\frac{x}{c}-t\right)$ | $\Delta\rho=-\rho_0\frac{\omega}{c}D_m\cos\omega\left(\frac{x}{c}+t\right)$ |

La representación gráfica de estas ondas se muestra en la figura 3.5.

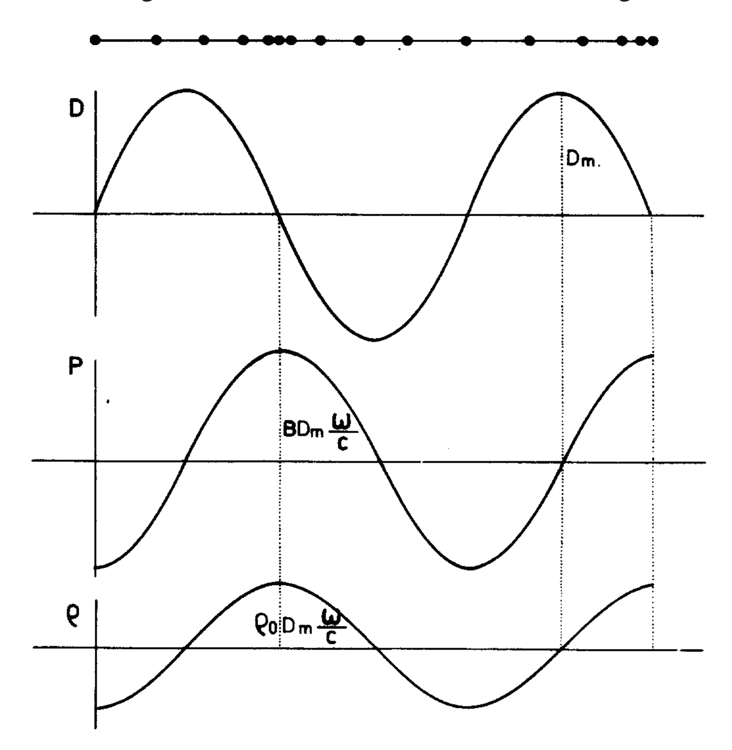



**Figura 3.5:** Onda de desplazamientos, presiones acústicas y densidades dinámicas.

## NOTA COMPLEMENTARIA. ECUACIONES DE ONDAS ESFÉRICAS.

En el caso de ondas esféricas, resolviendo la ecuación de propagación de la onda de presiones, extendida ahora a tres dimensiones, queda:

$$Lap\ p = \frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \tag{3.18}$$

y teniendo en cuenta que en ondas esféricas, cualquier magnitud física, y en particular la presión acústica, depende sólo de la distancia, $r$, al centro de perturbación y no de la dirección, utilizando coordenadas esféricas resulta:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{2}{r}\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \tag{3.19}$$

si se considera que la variación de la presión acústica con el tiempo es armónica, de pulsación $\omega = k \cdot c$, es:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = -\omega^2 p = -k^2 c^2 p \tag{3.20}$$

y por tanto la (3.19) queda:

$$\frac{d^2 p}{d r^2} + \frac{2}{r}\frac{d p}{d r} + k^2 p = 0$$

cuya solución para la onda progresiva es:

$$p(r,t) = \frac{p_1}{r}\cos(kr - \omega t) = \frac{p_1}{r}\cos k(r - ct) \tag{3.21}$$

siendo $p_1$ la amplitud de la onda de presiones a $1\ m$ de distancia.

Esta expresión representa una onda esférica, ya que en superficies esféricas concéntricas la presión acústica permanece constante.

La amplitud de esta onda $(p_1/r)$ decrece con la distancia al centro de perturbación.

Para obtener la velocidad de las partículas en un punto, se sustituye en la ecuación (3.3) el valor de la presión acústica dada por la (3.21),

$$-\overrightarrow{\text{grad}}\ \text{p} = \rho_0 \frac{\partial \dot{\vec{D}}}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial r}\vec{u}_r$$

$$\left[\frac{p_1}{r^2}\cos(kr - \omega t) + \frac{p_1}{r}k\,\text{sen}(kr - \omega t)\right]\vec{u}_r = \rho_0 \frac{\partial \dot{\vec{D}}}{\partial t}$$

luego las partículas sólo se mueven en la dirección de $\vec{u}_r$ con una velocidad $\dot{D}_r$,

$$\dot{D}_r = \frac{1}{\rho_0 \omega}\left[k p - \frac{p_1}{r^2}\text{sen}(kr - \omega t)\right] \tag{3.22}$$

# 3.4 Impedancia acústica.

La **impedancia acústica específica** en un punto, es el cociente entre la presión acústica en ese punto y la velocidad que la partícula posee, en ese instante, debido exclusivamente a la presión acústica,

$$z=\frac{p}{\dot{D}}$$

para una onda plana armónica y progresiva, considerando las ecuaciones de las ondas de presión y velocidad queda:

$$z=\frac{-c\,\rho_0\,D_m\,\omega\cos\omega\left(x/c-t\right)}{-\omega D_m\cos\omega\left(x/c-t\right)}=\rho_0\,c \qquad (3.23)$$

luego la impedancia, de una onda plana armónica y progresiva, es una característica del medio, independiente de la situación de la partícula y del tiempo considerado y representa un índice de resistencia del medio a que las partículas se muevan en él. Al producto $\rho_0 c$, se le llama **impedancia característica** o resistencia del medio.

Para una onda plana armónica y regresiva, la impedancia específica, $z$ vale $-\rho_0 c$, es decir es igual y opuesta a la impedancia característica.

Su ecuación de dimensiones es:

$$[z]=[\rho][v]=\frac{M}{L^3}\cdot\frac{L}{T}=M\,L^{-2}\,T^{-1}$$

su unidad en el sistema internacional (S.I.) es el *Rayl*.

$$Rayl=kg\cdot m^{-2}\,s^{-1}$$

En la tabla siguiente (T.3.1) se muestran distintos valores de la impedancia característica para distintos medios.

En el caso de una onda esférica armónica progresiva, la ecuación (3.22) pone de manifiesto que la razón entre la presión acústica y la velocidad de las partículas, o impedancia específica, no permanece constante, sino que depende de la distancia $r$

y de la pulsación $\omega$. En efecto, dividiendo miembro a miembro las (3.21) y (3.22) resulta:

$$\frac{p}{\dot{D}_r}=\frac{\frac{p_1}{r}\cos(kr-\omega t)}{\frac{1}{\rho_0\,\omega}\left[k\frac{p_1}{r}\cos(kr-\omega t)-\frac{p_1}{r^2}\operatorname{sen}(kr-\omega t)\right]}$$

que al simplificar es:

$$\frac{p}{\dot{D}_r}=\frac{\rho_0\,\omega}{k-\frac{1}{r}\operatorname{tg}(kr-\omega t)}$$

lo que implica que entre $p$ y $\dot{D}_r$ hay además, una diferencia de fase.

| | $c$ <br> $m/s$ | $\rho$ <br> $kg/m^3$ | $\rho c$ <br> $Rayl$ |
|---|---|---|---|
| **AIRE** | 340 | 1,20 | 408 |
| **AGUA** | 1.480 | 1.000 | $148\cdot10^4$ |
| **HORMIGON** | 3.160 | 2.300 | $7\cdot10^6$ |
| **LADRILLO** | 3.000 | 1.800 | $5\cdot10^6$ |
| **MADERA** | 700 | 600 | $0{,}4\cdot10^6$ |
| **ACERO** | 5.900 | 7.800 | $46\cdot10^6$ |

**Tabla T.3.1:** Impedancia característica de distintos medios.

Para $kr>>1$, es decir, para distancias grandes comparadas con la longitud de onda $r>>\frac{\lambda}{2\pi}$, la razón entre la presión y la velocidad de las partículas tiende asintóticamente a $\rho_0\,c$, correspondiente a la impedancia característica del medio.

$$\frac{p}{\dot{D}_r}=\frac{\rho_0\,c}{1-\frac{1}{kr}\operatorname{tg}(kr-\omega t)} \tag{3.24}$$

En este caso, cada elemento de la superficie del frente de onda se puede considerar como un elemento de onda plana.

# 3.5 Magnitudes energéticas.

Antes de comenzar el estudio de las magnitudes del campo acústico asociadas a la energía, es necesario recordar ciertos valores estadísticos.

Las magnitudes acústicas varían de forma continua con el tiempo y la posición, la descripción de éstas en una posición dada, o valor instantáneo, generalmente no da una medida inmediata de su magnitud, es necesario promediarla en un determinado periodo o tiempo de medida.

Si la magnitud acústica en cuestión es de signo definido, éste será el caso del módulo de la intensidad y densidad de energía acústicas, se utiliza el valor medio definido por

$$\langle A \rangle = \frac{1}{T}\int_0^T A\,dt \tag{3.25}$$

siendo $A$ la magnitud en cuestión y $T$ el tiempo de promediado (el valor de promediado usual en acústica cae en el rango de 0,1 a 1 segundos).

Si la magnitud $A$ pudiera ser positiva o negativa, tal es el caso de la presión acústica o la densidad dinámica, el valor medio daría una subestimación del valor de la magnitud, pudiendo en algunos casos anularse. En estos casos el valor adecuado es el eficaz

$$A_{ef} = \sqrt{\langle A^2 \rangle} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T A^2\,dt} \tag{3.26}$$

y en particular para la presión eficaz:

$$p_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T p^2(t)\,dt}$$

En lo sucesivo, y siempre que no se indique explícitamente lo contrario, siempre que se hable de una magnitud acústica variable con el tiempo, se entenderá que se refiere a su valor medio o eficaz según corresponda.

Una onda acústica transporta energía. La magnitud física que cuantifica el transporte de energía (tanto en magnitud, como dirección y sentido) es la intensidad de la onda acústica.

Se define el módulo del vector intensidad en un determinado punto, como la energía que atraviesa la unidad de área normal a la dirección de propagación, en la unidad de tiempo.

$$|\vec{I}| = \frac{dE}{dS \cdot dt}$$

La ecuación de dimensiones de la intensidad es

$$[I] = \frac{[E]}{[S][t]} = \frac{M\,L^2\,T^{-2}}{L^2\,T} = M\,T^{-3}$$

y la unidad en el sistema internacional será el $J/m^2 \cdot s = W/m^2$.

Si la dirección de propagación no es conocida de antemano, se puede calcular la componente del vector intensidad en una determinada dirección de acuerdo a

$$I_n = \frac{dE}{dS \cdot dt} \quad \Leftarrow \quad \vec{n} = \frac{d\vec{S}}{|d\vec{S}|}$$

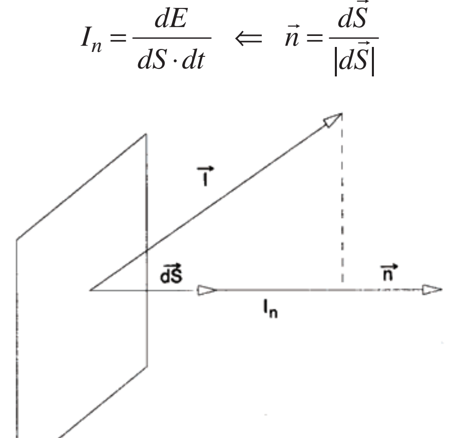



**Figura 3.6.1:** Componente del vector intensidad en una dirección dada.

Conociendo las componentes del vector intensidad respecto a tres direcciones mutuamente perpendiculares, se determina el vector intensidad $\vec{I}$.

Para el caso de una onda plana, existe una relación sencilla entre el módulo de la intensidad y la presión eficaz.

Efectivamente, la potencia media desarrollada por las partículas de fluido que se mueven con una velocidad $\dot{\vec{D}}$ bajo la acción de una fuerza $\vec{F}$ en un tiempo $T$, es,

$$\left\langle \frac{dE}{dt} \right\rangle = \frac{1}{T}\int_0^T \vec{F}\cdot\dot{\vec{D}}dt$$

Considerando un área $S$ perpendicular a la dirección de propagación $(\vec{S})$ y teniendo en cuenta que la fuerza se debe a un campo de presiones $\vec{F} = p\vec{S}$, nos queda,

$$\left\langle \frac{dE}{dt} \right\rangle = \frac{1}{T}\int_0^T \vec{F}\cdot\dot{\vec{D}}dt = \frac{1}{T}\int_0^T p\vec{S}\cdot\dot{\vec{D}}dt = \frac{S}{T}\int_0^T p\dot{D}dt = \frac{S}{T}\int_0^T \frac{p^2}{\rho_0 c}dt =$$

$$= \frac{S}{\rho_0 c}\left[\frac{1}{T}\int_0^T p^2\, dt\right] = \frac{p_{ef}^2}{\rho_0 c}S$$

por tanto la intensidad media de una onda acústica plana (módulo del vector intensidad) es igual al valor eficaz de la presión elevado al cuadrado partido por la impedancia característica del medio

$$\left\langle |\vec{I}| \right\rangle = \frac{p_{ef}^2}{\rho_0 c} \tag{3.27}$$

fórmula que también se verifica para una onda esférica.

En el caso general se tiene la expresión:

$$\left\langle \vec{I} \right\rangle = \left\langle p\cdot\dot{\vec{D}} \right\rangle$$

y no existe ninguna relación sencilla entre la presión y la intensidad, de hecho en una clase muy amplia de campos acústicos –campos reactivos– la intensidad es siempre nula en todo punto no siéndolo la presión.

Otra magnitud energética asociada a una onda acústica es la densidad de energía. Esta se define como la energía debida exclusivamente a la onda acústica contenida en la unidad de volumen:

$$\rho_E = \frac{dE}{dv} \tag{3.28}$$

Su ecuación de dimensiones será:

$$[\rho_E] = \frac{[E]}{[v]} = \frac{M\,L^2\,T^{-2}}{L^3} = M\,L^{-1}\,T^{-2}$$

y la unidad en el sistema internacional será el $J/m^3$, como se deduce de su definición.

La densidad de energía de un campo acústico tendrá una componente debida al movimiento de las partículas del fluido (cinética) y otra debida a la sobrepresión respecto al valor de reposo o presión acústica (potencial). Se tiene:

$$\rho_E = \rho_E^{cin} + \rho_E^{pot}$$

La densidad de energía cinética será $\rho_E^{cin} = \frac{1}{2}\rho_0\,\dot{D}^2$

La energía potencial acústica puede obtenerse del siguiente modo: consideremos un pequeño volumen $V_0$ de fluido en reposo, al ser alcanzado por la onda acústica su volumen se incrementará en $\Delta V$, la densidad de energía acústica almacenada en $V_0$ será la efectuada por el trabajo de compresión

$$\rho_E^{pot} = -\frac{1}{V_0}\int p\cdot d(\Delta V)$$

puesto que la masa permanece constante

$$m = \rho_0\,V_0 = \rho V \;\Rightarrow\; \frac{d\rho}{\rho} = -\frac{dV}{V} \;\Rightarrow\; \frac{d(\rho_0 + \Delta\rho)}{\rho_0 + \Delta\rho} = -\frac{d(V_0 + \Delta V)}{V_0 + \Delta V}$$

puesto que la densidad dinámica $\Delta\rho$ y el volumen incremental $\Delta V$ son muy pequeños frente a los valores de reposo, la anterior expresión queda como:

$$\frac{d(\Delta\rho)}{\rho_0} = -\frac{d(\Delta V)}{V_0} \;\Rightarrow\; d(\Delta V) = -\frac{V_0}{\rho_0}d(\Delta\rho)$$

diferenciando la (3.9) $dp = \frac{B}{\rho_0}d(\Delta\rho)$

sustituyendo en la anterior y llevando a la primera, obtenemos:

$$\rho_E^{pot} = -\frac{1}{V_0}\int p\cdot\left(-\frac{V_0}{B}dp\right) = \frac{p^2}{2B}$$

La constante de integración debe ser nula ya que cuando la presión acústica lo es no debe existir energía potencial acústica. Eliminando $B$, llegamos a:

$$\rho_E^{pot} = \frac{p^2}{2\rho_0 c^2}$$

y la densidad de energía acústica es

$$\rho_E = \frac{1}{2}\rho_0 \dot{D}^2 + \frac{1}{2}\frac{p^2}{\rho_0 c^2}$$

para una onda plana, como $\frac{p}{\dot{D}} = \rho_0 c$, sustituyendo llegamos a

$$\rho_E = \frac{p^2}{\rho_0 c^2}$$

La expresión anterior se refiere a valores instantáneos, si estamos interesados en valores medios, ésta se cumple independientemente de la forma de la onda acústica

$$\langle\rho_E\rangle = \frac{p_{ef}^2}{\rho_0 c^2} \qquad (3.28 \text{ bis})$$

Teniendo en cuenta (3.27) se obtiene la relación entre la densidad de energía y la intensidad en el caso de una onda plana o esférica

$$\langle\rho_E\rangle = \frac{\langle|\vec{I}|\rangle}{c} \qquad (3.28 \text{ tris})$$

Se define la potencia acústica de una fuente como la energía por unidad de tiempo que la fuente transmite al medio en forma de ondas acústicas.

La ecuación de dimensiones de la potencia será:

$$[W] = \frac{[E]}{[t]} = \frac{M\,L^2\,T^{-2}}{T} = M\,L^2\,T^{-3}$$

y la unidad en el sistema internacional será el $J/s = W$.

En el caso de que la fuente emita ondas esféricas, (a cierta distancia de la fuente, en la mayor parte de los casos, se pueden considerar las ondas esféricas), se tiene una relación muy sencilla entre la potencia de la fuente y el módulo de la intensidad.

Efectivamente, admitiendo que la energía se distribuye por igual en todas las direcciones, puesto que el frente de ondas es cada vez mayor, el módulo de la intensidad debe ser menor de acuerdo a la relación:

$$W = \frac{E}{t} = |\vec{I}_1| \cdot 4\,\pi r_1^2 = |\vec{I}_2| \cdot 4\,\pi r_2^2 \quad \Rightarrow \quad \frac{|\vec{I}_1|}{|\vec{I}_2|} = \frac{r_2^2}{r_1^2}$$

y también a una distancia $r$ de la fuente:

$$|\vec{I}| = \frac{W}{4\,\pi r^2}$$

**Figura 3.6.2:** Intensidad de una onda esférica.

# 3.6 Absorción o atenuación del sonido.

Como se ha visto en el apartado anterior, si no existe degradación de la energía acústica (medio no disipativo), la intensidad de una onda plana $(S = \text{cte})$ permanece constante en su propagación, mientras que la de la onda esférica $(S = 4\pi r^2)$ disminuye con el cuadrado de la distancia al foco emisor.

Pero en realidad la propagación del sonido lleva siempre implícita una disipación de energía bajo la forma de un desprendimiento de calor y así, la presión queda reducida en el transcurso de la propagación de la onda por un factor exponencial de la forma,

$$p(x) = p(x_0)e^{-\alpha_a(x-x_0)} \tag{3.29}$$

para una onda plana, y,

$$p(r) = \frac{p_1}{r}e^{-\alpha_a(r-r_0)} \tag{3.30}$$

para una onda esférica, donde $\alpha_a$ es la constante de atenuación del medio.

Esta atenuación depende de la frecuencia de los sonidos, de la temperatura y del grado de humedad del aire en que se propaga.

Los sonidos de baja frecuencia se absorben menos que los de alta. Lo que explica que, cuanto más nos alejamos de una fuente, más grave nos parece el sonido percibido.

# 3.7 Ondas complejas.

Los tonos puros están formados por una onda sinusoidal, y constituidos, por tanto, por una sola frecuencia. En la naturaleza no existen los tonos puros, como tales; en realidad las ondas sonoras son una combinación de componentes de una sola frecuencia, formando la denominada onda compleja o tono complejo.

Por medio del análisis de Fourier se puede demostrar que una onda sonora que se repite periódicamente se puede obtener como una combinación adecuada de ondas sinusoidales o tonos puros, cuyas frecuencias son múltiplos enteros de una frecuencia $(f_0)$ denominada fundamental. Cada onda sinusoidal componente, cuya frecuencia es $2f_0, 3f_0, \cdots,$ se denomina armónico (segundo, tercero etc.).

La onda resultante se repite cada período $T = 1/f_0$ siendo $f_0$ la frecuencia fundamental.

El sonido, en general, se puede dividir en ordenado o desordenado, siendo el primero periódico y el segundo no.

El sonido ordenado o musical es la resultante de un sonido puro de frecuencia $f_0$ y de un determinado número de armónicos. El sonido desordenado corresponde a una variación aleatoria de la presión acústica. En general, éste último, suele ser un sonido no deseado o molesto, entonces se llama ruido.

## 3.8 Espectros sonoros.

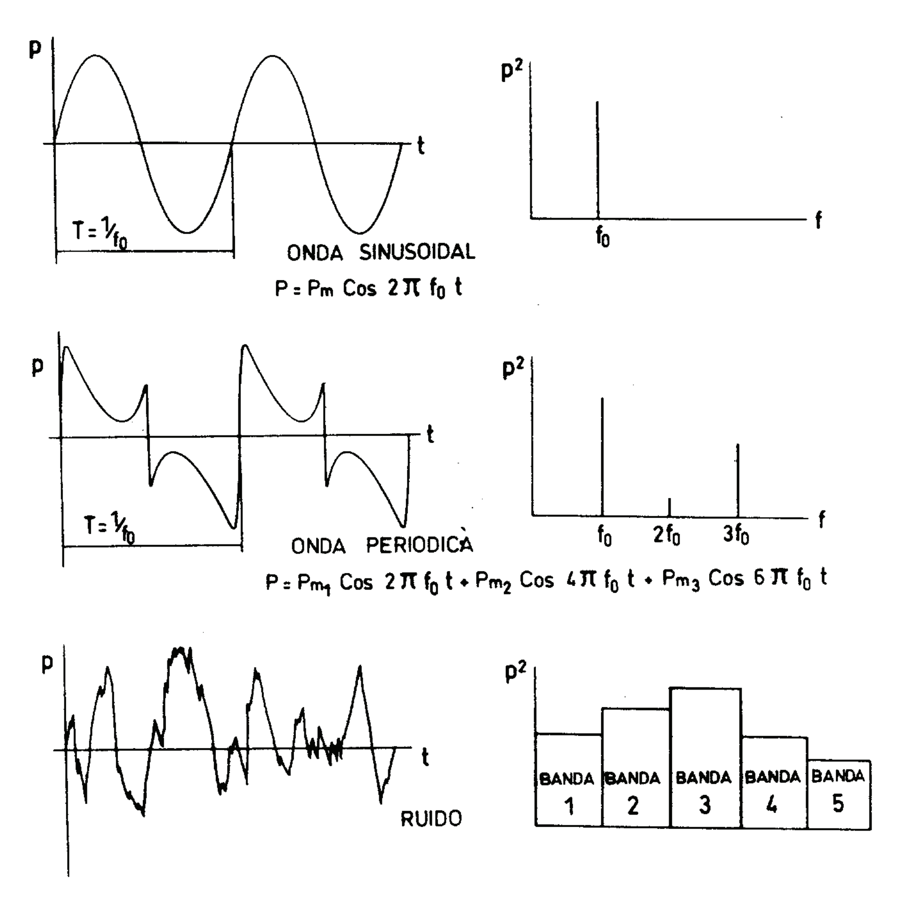



**Figura 3.7:** Espectros de un tono puro, un sonido ordenado y un ruido.

El espectro de un sonido es la gráfica que relaciona amplitudes o presiones eficaces, en función de todas las componentes frecuenciales del mismo.

En la figura 3.7 se representan tres casos de diagramas espectrales. En el primero de ellos se representa el espectro de una onda sinusoidal o sonido puro. Este diagrama se reduce a una línea única por existir una sola frecuencia. En el segundo se representa un sonido musical constituido por un frecuencia fundamental ($f_0$) y dos armónicos. Al existir pues tres frecuencias el espectro tiene tres líneas. En el tercer caso se representa una variación aleatoria de presión. Para producir tal variación, a partir de tonos puros, se requeriría un número enorme de ondas sinusoidales, pues en él están presentes casi todas las frecuencias. Para analizar un sonido de este tipo, es necesario dividir toda la gama de frecuencias en bandas o intervalos de frecuencias cuya anchura está normalizada, al objeto de que sea uniforme la interpretación de diversos diagramas espectrales. La normalización de estas bandas se verá en el capítulo siguiente.

## *3.9 Superposición de ondas acústicas.*

Cuando dos o más fuentes de sonido originan en un punto $P$, de forma independiente, presiones acústicas instantáneas, $p_1(t)$, $p_2(t)\cdots$, la presión acústica instantánea resultante es:

$$p(t)=p_1(t)+p_2(t)+\cdots$$

La superposición de estas ondas en el punto $P$, origina una interferencia. En el caso particular de superposición de dos sonidos puros de igual frecuencia y amplitud, se observa que la interferencia puede ser constructiva o destructiva, según la relación de fase entre ambos sonidos, dependiente, a su vez, de las distancias respectivas del punto $P$ a las dos fuentes sonoras. En el caso de que las ondas estén en oposición de fase, la interferencia es totalmente destructiva, anulando ambas sus efectos, y por tanto, la presión resultante es nula en todo instante. En el caso de que ambos sonidos estén en fase, la interferencia es constructiva y la presión resultante es el doble que cualquiera de las componentes.

En general el valor de la presión eficaz resultante se obtiene introduciendo en la expresión de la presión eficaz (3.26), la presión instantánea resultante, como suma de las presiones individuales,

$$p_{ef}^2 = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \left( p_1(t) + p_2(t) + \cdots\cdots \right)^2 dt =$$

$$\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} p_1^2(t)dt + \int_{t_1}^{t_2} p_2^2(t)dt + \cdots\cdots + 2 \int_{t_1}^{t_2} p_1(t) \cdot p_2(t)dt + \cdots \qquad (3.31)$$

en el caso de que los sonidos sean incoherentes, es decir que no tengan correlación entre ellos, las integrales de los productos de $p_1(t) \cdot p_2(t)$, son nulas y por tanto, para sonidos incoherentes,

$$p_{ef}^2 = p_{1_{ef}}^2 + p_{2_{ef}}^2 + \cdots\cdots$$

En este caso se dice que la composición de sonidos se realiza de manera energética.

Si existe una cierta correlación entre los sonidos componentes, las integrales de los productos de $p_1(t) \cdot p_2(t)$ no se anulan forzosamente, pudiendo ser positivas o negativas. El cuadrado de la presión eficaz resultante puede ser, así, superior o inferior a la suma de los cuadrados de las presiones eficaces componentes.

## *3.10 Medición del campo acústico.*

La presión mínima correspondiente al umbral de audición humano es del orden de $2 \cdot 10^{-5}\ Pa$ y la máxima de $10^3\ Pa$, valores extremos que determinan una gama enormemente amplia de presiones de no fácil manejo. Además, como se verá en el siguiente capítulo, el mecanismo auditivo responde a los cambios de presión sonora, de una forma que se aproxima a una variación logarítmica y no lineal.

Así la sensación de sonoridad percibida por el oído humano no es proporcional a la variación de presión, sino que esta proporción viene dada por la ley de Weber-Fechner que establece que la magnitud de la sensación percibida es proporcional al logaritmo del estímulo que lo provoca, es decir:

$$L = K \cdot \log p \qquad (3.32)$$

El carácter logarítmico del nivel de sensación percibida respecto a la presión simplifica la escala de presiones antes mencionada ya que los niveles extremos quedan ahora:

$$p = 2 \cdot 10^{-5} \quad \longrightarrow \quad L = -4{,}7\,K$$
$$p = 10^3 \quad \longrightarrow \quad L = 3\,K$$

A efectos de que la escala sea siempre positiva, de que no se precisen decimales y de que el nivel obtenido sea adimensional, se toma como presión de referencia $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}\ Pa$, que es el umbral de audición para sonidos de 1.000 $Hz$ en el aire, y la constante $K$ igual a 20.

Se define así el nivel de presión en decibelios ($dB$)

$$LP = 20 \log \frac{p}{p_0} = 10 \log \left( \frac{p}{p_0} \right)^2 \tag{3.33}$$

De esta forma los límites inferior y superior de la escala de niveles quedan:

$$LP_{\text{inf}} = 20 \log \frac{2 \cdot 10^{-5}}{2 \cdot 10^{-5}} = 0\ dB$$

$$LP_{\text{sup}} = 20 \log \frac{10^3}{2 \cdot 10^{-5}} = 174\ dB$$

Ahora bien, aunque se pueden percibir sonidos con presiones de hasta $10^3\ Pa$, lo cierto es que a partir de niveles de 120 $dB$ se produce una sensación dolorosa, por lo que este valor se ha fijado como el máximo tolerable para el oído humano. Por tanto el campo audible usual se extiende entre 0 y 120 $dB$, teniendo en cuenta que el cero es una referencia a nuestro umbral de audibilidad.

Como en campo libre, la intensidad sonora está relacionada con el cuadrado de la presión eficaz (3.27), se puede definir el nivel de intensidad sonora $LI$

$$LI = 10 \log \frac{|\vec{I}|}{I_0}$$

el factor 10 y el valor de la intensidad de referencia $I_0$ se escogen de forma que, para una onda libre y en el aire, coincidan los niveles de presión y de intensidad.

$$LI = 10 \log \frac{|\vec{I}|}{I_0} = 10 \log \frac{p^2 / \rho_0 c}{p_0^2 / (\rho_0 c)_{ref}} = 20 \log \frac{p}{p_0} + 10 \log \frac{\rho_0 c}{(\rho_0 c)_{ref}} =$$

$$= LP + 10\log\frac{\rho_0 c}{(\rho_0 c)_{ref}}$$

escogiendo como medio de referencia el aire con una impedancia característica

$$(\rho_0 c)_{ref} = 400\, Rayls \qquad I_0 = \frac{p_0^2}{(\rho_0 c)_{ref}} = \frac{\left(2\cdot 10^{-2}\right)^2}{400} = 10^{-12}\, W/m^2$$

nos queda la definición:

$$LI = 10\log\frac{|\vec{I}|}{10^{-12}} = 10\log\frac{|\vec{I}|}{I_0} \tag{3.34}$$

y la relación entre $LP$ y $LI$, válida para ondas libres:

$$LI = LP + 10\log\frac{\rho_0 c}{400}$$

Así mismo, podemos definir el nivel de potencia de una fuente acústica $LW$ y el nivel de densidad de energía acústica $L\rho_E$ por las fórmulas:

$$LW = 10\log\frac{W}{10^{-12}} = 10\log\frac{W}{W_0} \tag{3.35}$$

$$L\rho_E = 10\log\frac{\rho_E}{10^{-12}} = 10\log\frac{\rho_E}{(\rho_E)_0} \tag{3.35 bis}$$

Puesto que para una onda esférica la intensidad sonora está relacionada con la potencia por una relación sencilla, tenemos:

$$LI = 10\log\frac{|\vec{I}|}{10^{-12}} = 10\log\frac{W/4\pi r^2}{10^{-12}} =$$

$$= 10\log\frac{W}{10^{-12}} - 10\log 4\pi r^2 \tag{3.36}$$

lo cual pone de manifiesto que los niveles de intensidad y potencia sólo coinciden para ondas esféricas y a una distancia de $r = 0{,}28\, m$, donde la superficie de onda es la unidad.

En lo sucesivo cuando se hable de nivel del campo acústico sin especificar *L*, se sobreentenderá que se refiere al nivel de presión *LP*, no obstante, si la onda es esférica y el medio de referencia es el aire, en virtud de las relaciones anteriores podremos obtener, según interese, el módulo de la intensidad o la potencia acústica de la fuente.

En la tabla (T.3.2) se especifican potencias y niveles de potencia de diversas fuentes.

| POTENCIA *watios* | NIVEL DE POTENCIA *dB* | FUENTE |
|---|---|---|
| 24-40 X $10^6$ | 195 | Cohete Saturno |
| 100.000 | 170 | Motor turbo-jet (detrás quemador) |
| 10.000 | 160 | Motor turbo-jet (potencia 3.200 kg) |
| 1.000 | 150 | Motor turbo-jet (potencia 3.200 kg) |
| 100 | 140 | Cuatrimotor |
| 10 | 130 | Orquesta con 75 músicos |
| 1 | 120 | Martillo neumático |
| 0,1 | 110 | Ventilador centrífugo (22.000 $m^3$/h) |
| 0,01 | 100 | Vehículo autopista |
| 0,001 | 90 | Voz humana (grito) |
| 0,00001 | 70 | Voz humana (conversación) |
| 0,000000001 | 30 | Voz humana (cuchicheo) |

**Tabla T.3.2:** Potencia y nivel de potencia de diversas fuentes.

En la tabla (T.3.3) se especifican presiones acústicas y sus niveles correspondientes en diversos ambientes sonoros.

| PRESION SONORA *N/m²* | NIVEL DE PRESION *dB* | AMBIENTE TIPICO | SENSACION SUBJETIVA |
|---|---|---|---|
| 200 | 140 | Despegue avión militar (a 30 m) | |
| 63 | 130 | Desbarbado neumático (posición operario) | Intolerable |
| 20 | 120 | Sala de máquinas de un buque | |
| 6,3 | 110 | Prensas automáticas (posición operario) | |
| 2 | 100 | Sala de imprenta | Muy ruidoso |
| $6{,}3\cdot10^{-1}$ | 90 | Camión pesado (a 6 m) | |
| $2\cdot10^{-1}$ | 80 | Calle con mucho tráfico | |
| $6{,}3\cdot10^{-2}$ | 70 | Aparato de radio a elevado volumen | Ruidoso |
| $2\cdot10^{-2}$ | 60 | Restaurante | |
| $6{,}3\cdot10^{-3}$ | 50 | Conversación normal (a 1 m) | |
| $2\cdot10^{-3}$ | 40 | Area residencial durante la noche | Poco ruidoso |
| $6{,}3\cdot10^{-4}$ | 30 | | |
| $2\cdot10^{-4}$ | 20 | Nivel de fondo en estudios de TV | Silencioso |
| $6{,}3\cdot10^{-5}$ | 10 | | |
| $2\cdot10^{-5}$ | 0 | Umbral de audición | |

**Tabla T.3.3:** Presiones acústicas y sus niveles de presión correspondientes a diversos ambientes sonoros. Sensación subjetiva producida.

# 3.11 Suma de niveles.

Se trata de calcular el nivel resultante $LP$, en un punto, de un sonido que puede considerarse resultado de la superposición de otros varios, creados independientemente en ese mismo punto por $n$ fuentes emitiendo simultáneamente y con niveles $LP_i$.

Admitiendo que los sonidos son incoherentes, la composición de los mismos será energética y por tanto el nivel resultante al actuar las $n$ fuentes simultáneamente se obtendrá como:

$$LP=10\log\left(\frac{p}{p_0}\right)^2=10\log\frac{p^2}{p_0^2}=10\log\frac{\sum_i\left(p^2\right)_i}{p_0^2}=10\log\sum_i\left(\frac{p}{p_0}\right)^2$$

como por definición

$$LP_i=10\log\left(\frac{p_i}{p_0}\right)^2 \Rightarrow \left(\frac{p_i}{p_0}\right)^2=10^{LP_i/10}$$

nos queda al sustituir en la primera

$$LP=10\log\sum_i 10^{LP_i/10}$$

y que representaremos simbólicamente por:

$$LP = LP_1 \oplus LP_2 \oplus \cdots$$

para indicar que la composición de niveles no se corresponde con la suma de números reales habitual.

Así si se trata ce componer dos niveles iguales $LP$, el nivel resultante es:

$$LP \oplus LP=10\log\left(10^{LP/10}+10^{LP/10}\right)=10\log\left(2\cdot 10^{LP/10}\right)=$$

$$=10\log 2+10\log\left(10^{LP/10}\right)=3+LP$$

Por lo tanto componer dos niveles iguales no se corresponde con duplicar el nivel sino con un aumento de $3\ dB$ en el valor inicial. De la misma forma componer cuatro niveles iguales se corresponde con un aumento de $6\ dB$, etc.

En el gráfico de la figura 3.8 se muestra la forma de obtener el nivel resultante $LP$, de la composición de dos niveles $LP_1$ y $LP_2$, calculando el $\Delta LP$ a sumar al mayor de ellos, quedando:

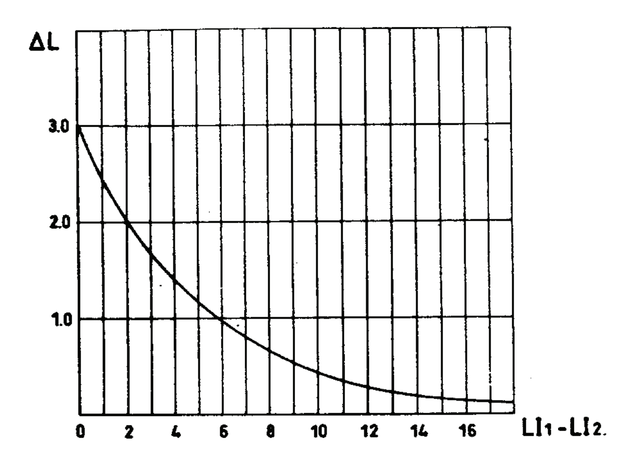



**Figura 3.8:** Gráfica para componer niveles de intensidad.

A la vista de la gráfica se observa que:

- Dos sonidos incoherentes del mismo nivel se componen dando un sonido $3\ dB$ más elevado que el de los componentes.
- Cuando existe una diferencia entre ambos niveles de $16\ dB$ el nivel resultante es sensiblemente igual al del sonido más fuerte.

| POTENCIAS DE UNAS FUENTES (w) | NIVEL DE PRESION SONORA | RUIDOSIDAD |
|---|---|---|
| 1 | X | Referencias |
| 2 | X + 3 | Apenas perceptibles |
| 3 | X + 5 | Claramente perceptibles |
| 5 | X + 7 | 50 por 100 más ruidoso |
| 10 | X + 10 | Dos veces más ruidoso |
| 40 | X + 16 | Tres veces más ruidoso |
| 100 | X + 20 | Cuatro veces más ruidoso |

**Tabla T.3.4:** Incremento de nivel por superposición de fuentes acústicas. Sensación de ruidosidad producida.

Exactamente igual ocurre con las potencias de 2 o más fuentes. En la tabla (T.3.4) se da el nivel en *dB* para el caso de $1, 2, 3,\cdots$ fuentes idénticas que emiten simultáneamente y equidistantes de un punto. Los niveles correspondientes aumentan en $3\,dB$, $5\,dB$, $\cdots$ etc. respectivamente. Se indican también las sonoridades producidas que no son lineales con los decibelios, efecto que se verá en el capítulo siguiente.

# 3.12 Variación del nivel con la distancia.

Ya se ha visto anteriormente que, si no existe degradación de la energía acústica, la onda esférica disminuye su intensidad con el cuadrado de la distancia

$$|\vec{I}| = \frac{W}{4\pi r^2}$$

la relación entre los módulos de las intensidades a distancias $r_1$ y $r_2$ es

$$\frac{|\vec{I}_1|}{|\vec{I}_2|} = \frac{r_2^2}{r_1^2}$$

Expresándolo en niveles tendremos

$$10\log\frac{|\vec{I}_1|}{|\vec{I}_2|} = 10\log\frac{|\vec{I}_1|/I_0}{|\vec{I}_2|/I_0} = LI_1 - LI_2 = 20\log\frac{r_2^2}{r_1^2} = 20\log\frac{r_2}{r_1}$$

por tanto la variación de nivel debida exclusivamente a la divergencia esférica sigue la ley

$$\Delta LI = \Delta LP = LP_1 - LP_2 = 20\log\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \qquad (3.37)$$

de modo que si $r_2 = 2r_1$

$$\Delta LP = 20\log\left(\frac{r_2}{r_1}\right) = 20\log\left(\frac{2}{1}\right) = 6\,dB$$

Luego cada vez que se dobla la distancia a la fuente se pierden $6\,dB$ por efecto exclusivo de la divergencia esférica de las ondas.

En la gráfica de la figura 3.9 se da la variación del nivel $\Delta L$ en función de las distancias.

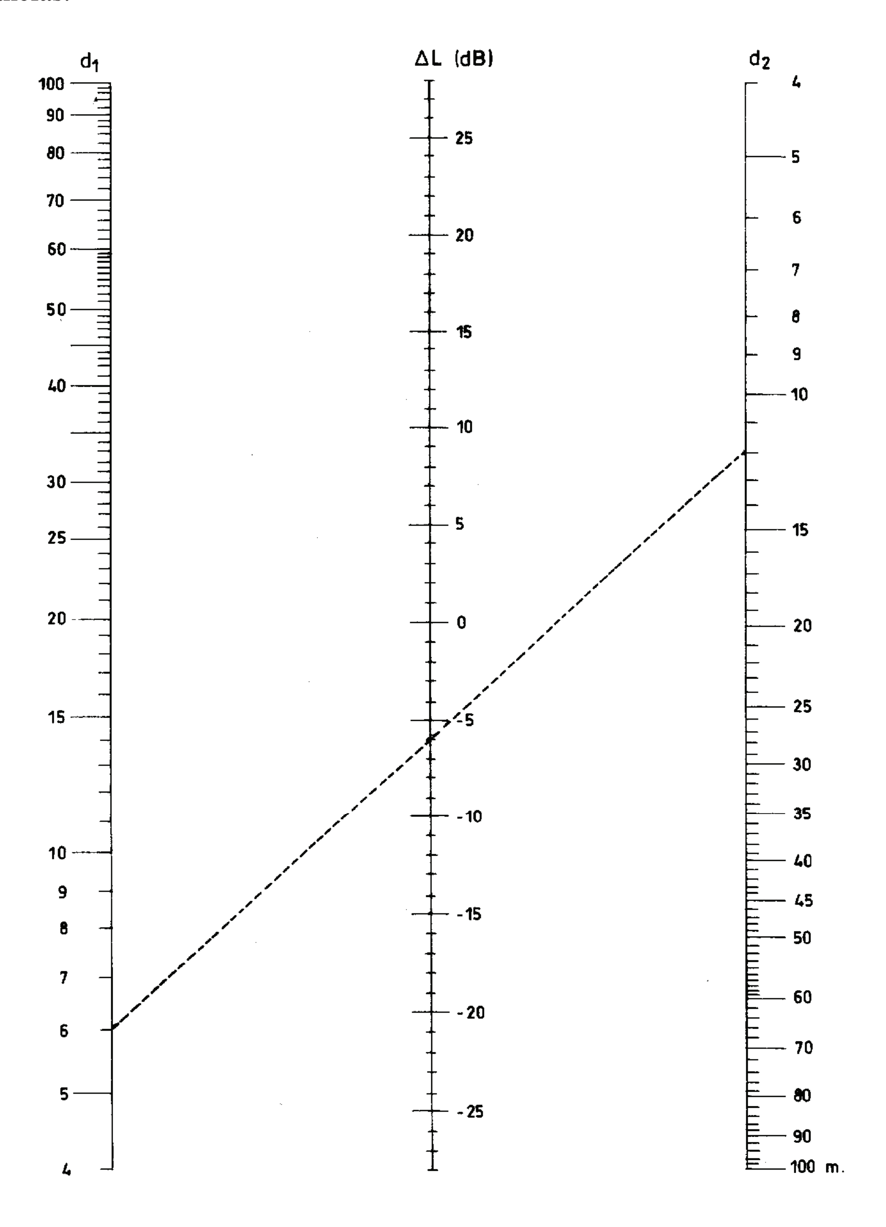



**Figura 3.9:** Pérdida de nivel de intensidad entre dos distancias.

Si relacionamos ahora la intensidad de una onda esférica con la potencia de la fuente se tiene en el medio de referencia

$$|\vec{I}| = \frac{W}{4\pi r^2} \quad \Rightarrow \quad \frac{|\vec{I}|}{10^{-12}} = \frac{W}{10^{-12}} \frac{1}{4\pi} \frac{1}{r^2}$$

tomando logaritmos y multiplicando por 10

$$10\log\frac{|\vec{I}|}{10^{-12}} = LI = LP = 10\log\frac{W}{10^{-12}} + 10\log\frac{1}{4\pi} + 10\log\frac{1}{r^2}$$

esto es:

$$LP \approx LW - 20\log r - 11$$

Si el medio fuera disipativo, la pérdida de nivel debida a la atenuación del medio con la distancia se obtiene tomando logaritmos en la parte exponencial de (3.30)

$$\Delta LP_{dis} = 20\log\exp\left(-\alpha_a\left(r_1 - r_2\right)\right) =$$

$$= -\alpha_a\left(r_1 - r_2\right)\cdot 20\log e = 8{,}7\alpha_a\left(r_2 - r_1\right)$$

siendo $8{,}7\alpha_a$ el número de $dB$ perdidos por metro de recorrido, a causa de las pérdidas de energía en el medio.

La pérdida total con la distancia bajo todos los conceptos será:

$$\Delta LI = \Delta LP = LP_1 - LP_2 = 20\log\frac{r_2}{r_1} + 8{,}7\alpha_a\left(r_2 - r_1\right) \qquad (3.38)$$

En la tabla siguiente (T.3.5) se dan los valores de la atenuación del sonido en el aire $(dB/100\,m)$ en función de la frecuencia de los sonidos y la temperatura y humedad del aire.

Se observa que la absorción, para una determinada frecuencia y temperatura, disminuye con el grado de humedad. Para unas determinadas condiciones atmosféricas, la absorción aumenta con la frecuencia del sonido.

| EL SONIDO Frec. | Temp | ATENUACION (dB/100m) HUMEDAD RELATIVA % | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| *Hz* | ºC | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 |
| 500 | -10 | 0,75 | 0,56 | 0,41 | 0,32 | 0,26 | 0,22 | 0,20 | 0,18 | 0,17 |
| | -5 | 0,62 | 0,40 | 0,29 | 0,23 | 0,20 | 0,18 | 0,17 | 0,16 | 0,16 |
| | 0 | 0,44 | 0,28 | 0,22 | 0,19 | 0,18 | 0,17 | 0,16 | 0,16 | 0,15 |
| | 5 | 0,34 | 0,24 | 0,21 | 0,19 | 0,18 | 0,17 | 0,16 | 0,15 | 0,15 |
| | 10 | 0,27 | 0,22 | 0,20 | 0,18 | 0,17 | 0,16 | 0,15 | 0,15 | 0,14 |
| | 15 | 0,25 | 0,22 | 0,19 | 0,18 | 0,17 | 0,16 | 0,15 | 0,14 | 0,14 |
| | 20 | 0,25 | 0,21 | 0,19 | 0,18 | 0,16 | 0,16 | 0,15 | 0,14 | 0,14 |
| | 25 | 0,24 | 0,21 | 0,18 | 0,17 | 0,16 | 0,15 | 0,14 | 0,14 | 0,13 |
| | 30 | 0,23 | 0,20 | 0,18 | 0,17 | 0,16 | 0,15 | 0,14 | 0,13 | 0,13 |
| 1.000 | -10 | 1,38 | 1,53 | 1,35 | 1,07 | 0,88 | 0,75 | 0,65 | 0,57 | 0,51 |
| | -5 | 1,70 | 1,34 | 0,97 | 0,77 | 0,63 | 0,53 | 0,47 | 0,42 | 0,39 |
| | 0 | 1,48 | 0,96 | 0,69 | 0,55 | 0,47 | 0,42 | 0,39 | 0,38 | 0,36 |
| | 5 | 1,14 | 0,73 | 0,55 | 0,47 | 0,43 | 0,40 | 0,39 | 0,37 | 0,36 |
| | 10 | 0,88 | 0,59 | 0,48 | 0,45 | 0,42 | 0,40 | 0,38 | 0,36 | 0,35 |
| | 15 | 0,70 | 0,52 | 0,47 | 0,44 | 0,41 | 0,38 | 0,37 | 0,35 | 0,34 |
| | 20 | 0,61 | 0,51 | 0,46 | 0,42 | 0,40 | 0,38 | 0,36 | 0,34 | 0,33 |
| | 25 | 0,58 | 0,50 | 0,45 | 0,41 | 0,39 | 0,37 | 0,35 | 0,34 | 0,32 |
| | 30 | 0,57 | 0,49 | 0,44 | 0,41 | 0,38 | 0,36 | 0,35 | 0,33 | 0,32 |
| 2.000 | -10 | 1,73 | 2,61 | 3,05 | 3,07 | 2,88 | 2,55 | 2,22 | 1,95 | 1,75 |
| | -5 | 2,92 | 3,44 | 3,20 | 2,65 | 2,16 | 1,85 | 1,60 | 1,40 | 1,26 |
| | 0 | 3,81 | 3,23 | 2,38 | 1,89 | 1,55 | 1,32 | 1,15 | 1,03 | 0,94 |
| | 5 | 3,80 | 2,52 | 1,86 | 1,47 | 1,22 | 1,06 | 0,97 | 0,91 | 0,88 |
| | 10 | 3,02 | 1,96 | 1,45 | 1,17 | 1,04 | 0,97 | 0,93 | 0,89 | 0,86 |
| | 15 | 2,41 | 1,55 | 1,21 | 1,07 | 1,00 | 0,95 | 0,91 | 0,87 | 0,84 |
| | 20 | 1,86 | 1,29 | 1,13 | 1,04 | 0,98 | 0,92 | 0,88 | 0,84 | 0,81 |
| | 25 | 1,56 | 1,23 | 1,12 | 1,03 | 0,96 | 0,91 | 0,87 | 0,84 | 0,81 |
| | 30 | 1,39 | 1,21 | 1,09 | 1,00 | 0,94 | 0,89 | 0,85 | 0,82 | 0,79 |
| 4.000 | -10 | 2,31 | 3,36 | 4,47 | 5,53 | 6,10 | 6,28 | 6,25 | 6,05 | 5,71 |
| | -5 | 3,75 | 5,63 | 6,80 | 6,98 | 6,70 | 6,08 | 5,37 | 4,72 | 4,22 |
| | 0 | 6,20 | 7,70 | 7,41 | 6,34 | 5,22 | 4,45 | 3,90 | 3,43 | 3,08 |
| | 5 | 8,35 | 8,00 | 6,25 | 4,93 | 4,10 | 3,47 | 3,04 | 2,70 | 2,45 |
| | 10 | 9,10 | 6,58 | 4,90 | 3,85 | 3,21 | 2,76 | 2,46 | 2,28 | 2,16 |
| | 15 | 8,07 | 5,28 | 3,88 | 3,11 | 2,65 | 2,42 | 2,27 | 2,18 | 2,11 |
| | 20 | 6,30 | 4,12 | 3,12 | 2,65 | 2,44 | 2,31 | 2,22 | 2,14 | 2,06 |
| | 25 | 5,09 | 3,40 | 2,79 | 2,56 | 2,41 | 2,29 | 2,19 | 2,10 | 2,02 |
| | 30 | 4,19 | 3,06 | 2,72 | 2,53 | 2,38 | 2,25 | 2,15 | 2,07 | 2,01 |
| 5.940 | -10 | 2,90 | 4,11 | 5,32 | 6,60 | 7,89 | 8,82 | 9,32 | 9,48 | 9,46 |
| | -5 | 4,51 | 6,54 | 8,71 | 10,09 | 10,53 | 10,44 | 10,01 | 9,29 | 8,48 |
| | 0 | 7,21 | 10,54 | 11,62 | 11,34 | 10,24 | 8,90 | 7,71 | 6,84 | 6,19 |
| | 5 | 10,98 | 12,79 | 11,86 | 9,81 | 8,07 | 6,95 | 6,05 | 5,35 | 4,84 |
| | 10 | 13,94 | 12,71 | 9,65 | 7,73 | 6,38 | 5,47 | 4,80 | 4,30 | 3,95 |
| | 15 | 14,72 | 10,44 | 7,81 | 6,18 | 5,18 | 4,50 | 4,05 | 3,79 | 3,60 |
| | 20 | 12,58 | 8,27 | 6,15 | 4,97 | 4,31 | 3,97 | 3,77 | 3,63 | 3,52 |
| | 25 | 10,26 | 6,76 | 5,17 | 4,44 | 4,09 | 3,90 | 3,74 | 3,61 | 3,49 |
| | 30 | 8,26 | 5,60 | 4,64 | 4,28 | 4,04 | 3,85 | 3,69 | 3,54 | 3,42 |

**Tabla T.3.5:** Atenuación del sonido en el aire en $dB/100\ m$ en función de la frecuencia del sonido y de la temperatura y humedad del medio ambiente (recomendación ISO R-507).

# 3.13 Reflexión y transmisión de ondas acústicas.

Cuando una onda acústica encuentra en su propagación una superficie de separación de dos medios distintos se originan 2 nuevas ondas, una reflejada, que se propaga en el primer medio, y otra transmitida, que se propaga en el segundo medio. En el capítulo anterior se han visto las leyes de Snell, que para cualquier tipo de onda, y en particular las acústicas, rigen el fenómeno de reflexión y transmisión desde el punto de vista geométrico. De ellas deducimos que el ángulo de incidencia y de reflexión son iguales y el de incidencia y el de refracción guardan la relación:

$$\frac{\operatorname{sen} i}{c_1} = \frac{\operatorname{sen} \tau}{c_2}$$

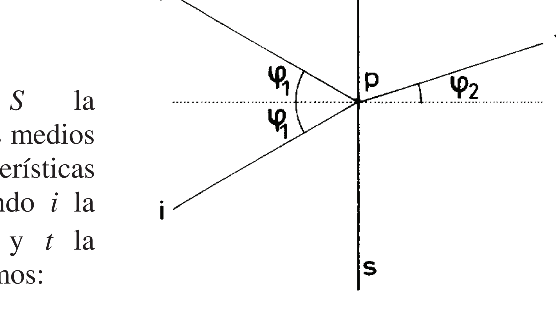



**Figura 3.10:** Reflexión y transmisión de ondas acústicas.

Por lo tanto, siendo $S$ la superficie de separación de dos medios con impedancias características $z_1$ y $z_2$ respectivamente, y siendo $i$ la onda incidente, $r$ la reflejada y $t$ la transmitida al medio 2 tendremos:

$$\frac{\operatorname{sen} \varphi_1}{c_1} = \frac{\operatorname{sen} \varphi_2}{c_2}$$

Ahora bien, los puntos de la superficie $S$, y en particular el punto $P$, tendrán que cumplir las condiciones de contorno por ser puntos frontera entre ambos medios. Expresando la continuidad de las presiones, la presión que el medio 1 ejerce sobre $P$ tendrá que ser igual a la que ejerce el medio 2 y así:

$$p_i + p_r = p_t$$

que también puede expresarse en función de las velocidades de las partículas de cada onda, teniendo en cuenta que las ondas incidente y transmitida son progresivas y por tanto en ellas $p = z\,\dot{D}$, y la onda reflejada es regresiva, con lo que $p = -z\,\dot{D}$, con lo cual la expresión anterior queda:

$$z_1\,\dot{D}_i + \left(-z_1\,\dot{D}_r\right) = z_2\,\dot{D}_t$$

$$z_1\left(\dot{D}_i - \dot{D}_r\right) = z_2\,\dot{D}_t \qquad (3.39)$$

Introduciendo ahora otra condición de contorno, que es la de continuidad de la componente de la velocidad, de la partícula $P$, normal a la superficie en ambas caras de la superficie, expresando que los dos medios están en contacto continuo, resulta:

$$\cos\varphi_1\,\dot{D}_i + \cos\varphi_1\,\dot{D}_r = \dot{D}_t\,\cos\varphi_2 \qquad (3.40)$$

Si en las ecuaciones (3.39) y (3.40) llamamos:

$$\left(R_{\dot{D}}\right)=\frac{\dot{D}_r}{\dot{D}_i} \quad \text{y} \quad \left(T_{\dot{D}}\right)=\frac{\dot{D}_t}{\dot{D}_i}$$

quedan respectivamente:

$$z_1\left(1-\left(R_{\dot{D}}\right)\right)=\left(T_{\dot{D}}\right)z_2$$

$$\left(1+\left(R_{\dot{D}}\right)\right)\cos\varphi_1=\left(T_{\dot{D}}\right)\cos\varphi_2$$

sistema que resuelto en $(R_{\dot{D}})$ y $(T_{\dot{D}})$, da:

$$\left(R_{\dot{D}}\right)=\frac{z_1\cos\varphi_2 - z_2\cos\varphi_1}{z_1\cos\varphi_2 + z_2\cos\varphi_1} \qquad (3.41)$$

$$\left(T_{\dot{D}}\right)=\frac{2\,z_1\cos\varphi_1}{z_1\cos\varphi_2 + z_2\cos\varphi_1} \qquad (3.42)$$

Los valores $(R_{\dot{D}})$ y $(T_{\dot{D}})$ de reflexión y transmisión respectivamente dan un índice de la magnitud del correspondiente fenómeno. Son, por definición, la relación existente entre las velocidades de las partículas de la onda reflejada respecto a la incidente, en el caso de $(R_{\dot{D}})$, y de la transmitida respecto a la incidente en el caso de $(T_{\dot{D}})$. En el caso particular de incidencia normal, $\varphi_1 = 0$ y por tanto $\varphi_2 = 0$ con lo que,

$$\left(R_{\dot{D}}\right)=\frac{z_1 - z_2}{z_1 + z_2} \quad \text{y} \quad \left(T_{\dot{D}}\right)=\frac{2\,z_1}{z_1 + z_2}$$

lo que pone de manifiesto que:

- A mayor diferencia entre impedancias de ambos medios mayor reflexión.
- En el caso de $z_1 = z_2$, queda $(R_{\dot{D}}) = 0$, $(T_{\dot{D}}) = 1$, es decir, no hay reflexión y la transmisión es total, ya que las condiciones de propagación en ambos medios son idénticas.

Ahora bien, en el fenómeno de reflexión-refracción acústica, lo que interesa conocer es el balance entre energías, es decir, la relación entre la energía de la onda incidente $E_i$, la de la onda reflejada $E_r$ y la de la onda transmitida $E_t$.

Para ello $$E_i = E_r + E_t$$

y dividiendo por $E_i$, resulta

$$1 = \frac{E_r}{E_i} + \frac{E_t}{E_i} = (R_E) + (T_E)$$

donde $R_E$ es el coeficiente de reflexión y $T_E$ el coeficiente de transmisión que representan, respectivamente, las fracciones de energía reflejada y transmitida del medio 1 al 2.

Para cuantificar este fenómeno en función de los ángulos de incidencia $\varphi_1$ y de transmisión $\varphi_2$ de la onda, establezcamos el balance de energía por unidad de tiempo y de superficie, de modo que

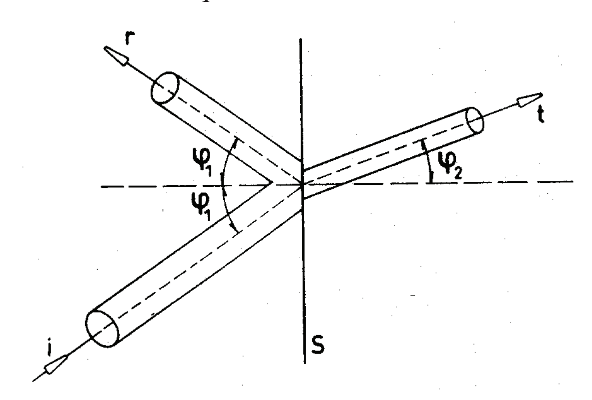



**Figura 3.11:** Reflexión y transmisión de ondas acústicas.

$$I_i \cos \varphi_1 = I_r \cos \varphi_1 + I_t \cos \varphi_2 \tag{3.43}$$

Los coeficientes de reflexión y transmisión antes definidos, toman ahora los valores

$$\left(R_E\right)=\frac{I_r\cos\varphi_1}{I_i\cos\varphi_1}=\frac{I_r}{I_i} \qquad \left(T_E\right)=\frac{I_t\cos\varphi_2}{I_i\cos\varphi_1}$$

que, de acuerdo con la expresión (3.28) y usando la relación $\dot{D}_m = \omega\, D_m$ nos permite poner las intensidades acústicas en función de las amplitudes de las diversas ondas (incidente, reflejada y transmitida)

$$\left(R_E\right)=\frac{I_r}{I_i}=\frac{\frac{1}{2}\rho_1 c_1 \omega^2 D_{mr}^2}{\frac{1}{2}\rho_1 c_1 \omega^2 D_{mi}^2}=\left(\frac{\dot{D}_{mr}}{\dot{D}_{mi}}\right)^2=\left(R_{\dot{D}}\right)^2 \tag{3.44}$$

$$\begin{aligned}\left(T_E\right)&=\frac{I_t\cos\varphi_2}{I_i\cos\varphi_1}=\frac{\frac{1}{2}\rho_2 c_2 \omega^2 D_{mt}^2\cos\varphi_2}{\frac{1}{2}\rho_1 c_1 \omega^2 D_{mi}^2\cos\varphi_1}=\\ &=\frac{z_2\cos\varphi_2}{z_1\cos\varphi_1}\left(\frac{\dot{D}_{mt}}{\dot{D}_{mi}}\right)^2=\frac{z_2\cos\varphi_2}{z_1\cos\varphi_1}\left(T_{\dot{D}}\right)^2\end{aligned} \tag{3.45}$$

En el caso de incidencia normal estos coeficientes se simplifican, tomando los valores:

$$\left(R_E\right)_n=\left(\frac{z_1-z_2}{z_1+z_2}\right)^2 \qquad \left(T_E\right)_n=\frac{z_2}{z_1}\frac{4z_1^2}{\left(z_1+z_2\right)^2}=\frac{4z_1 z_2}{\left(z_1+z_2\right)^2} \tag{3.46}$$

# Capítulo IV

# Acústica Fisiológica

# *4.1 Introducción.*

El mecanismo auditivo humano se compone de un órgano de toma de datos (oído externo y medio) un órgano de conversión analógica-digital (oído interno) y un sistema de memorias u ordenador central (cerebro). Así, la onda acústica que incide sobre el pabellón auditivo penetra por el canal y pone en vibración el tímpano. Dicha vibración se transmite al oído interno por medio del movimiento de una cadena de huesecillos. El oído interno transforma los impulsos mecánicos en excitaciones nerviosas que llegan al cerebro, el cual reconoce la información recibida en función de las referencias previas del sistema de memorias.

El mecanismo auditivo transforma la onda acústica, variaciones de presión, en sensación de sonido. Estas variaciones de presión tienen que producirse con cierta rapidez (frecuencia) para ser oídas. Así, los cambios de presión producidos por cambios meteorológicos no producen sensación de sonido. La amplitud o tamaño de las fluctuaciones de la presión también es determinante en cuanto a la detección y/o producción de molestia en los individuos. Por tanto, en la audición de sonidos van a influir, tanto la amplitud de las variaciones de la presión, como la frecuencia con que se producen.

La audición consta de un cierto número de procesos distintos cuya complicación, no permite encontrar una relación simple y única entre las magnitudes físicas de la onda sonora y su percepción por medio del mecanismo auditivo. Para que éste transforme una onda acústica (variación de la presión en un medio) en una sensación de sonido, es necesario que la frecuencia de estas variaciones de presión esté comprendida en una determinada banda y que la amplitud de estas fluctuaciones sea superior a un determinado valor para cada frecuencia. Existe, además, una alinealidad en la respuesta del oído, tanto en la frecuencia como en la amplitud.

Un sonido puro se caracteriza físicamente por la frecuencia y amplitud de las variaciones de presión acústica. A estas magnitudes físicas corresponden sensaciones distintas:

- El **tono** o sensación de agudeza, propia de la frecuencia, de modo que un sonido parece más agudo cuanto mayor sea su frecuencia.

- La **sonoridad** o sensación de intensidad, propia de la presión acústica, cuanto más alta es la presión, más intenso parece el sonido.

De hecho el tono de un sonido no sólo depende de la frecuencia sino también, aunque en menor medida, de la presión y correlativamente la sonoridad de un sonido depende también de la frecuencia.

Se pasa pues, a estudiar las distintas sensaciones que la onda acústica produce en el individuo.

# *4.2 Umbrales auditivos.*

Tal y como se ha visto en el tema anterior, existe una gama de intensidades audibles limitada por unos valores extremos.

La presión acústica mínima que el oído puede detectar se denomina umbral de audición. La experiencia confirma que ese umbral varía con la frecuencia y con el individuo. Para llegar a un acuerdo en su obtención, se normaliza con experiencias en condiciones idénticas, llegándose a establecer la curva de la figura 4.1, obtenida de ensayos con jóvenes entre 18 y 25 años en un campo acústico en idénticas condiciones y en ausencia de ruidos parásitos, de forma que para distintas frecuencias se va aumentando la presión del sonido hasta que es percibida.

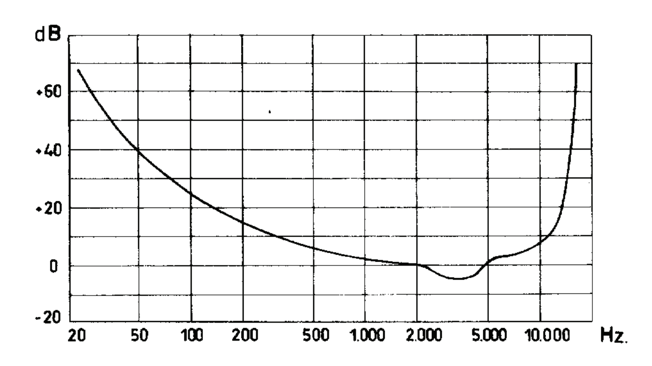



**Figura 4.1:** Umbral de audición para tonos puros. (Zwicker y Feldtkeller)

Es de destacar en la gráfica, la dependencia existente entre la sensibilidad del oído y la frecuencia. La frecuencia de máxima sensibilidad se encuentra próxima a los $3.000\ Hz$. La frecuencia que se toma de referencia es la de $1.000\ Hz$ y en ella basta una presión de $2 \cdot 10^{-5}\ N/m^2$ para ser percibida. Para frecuencias inferiores a $1.000\ Hz$ el umbral asciende de forma regular con el decrecimiento de la frecuencia. En la zona de frecuencias superiores a $5.000\ Hz$ el crecimiento del umbral es mucho más brusco. Esta pendiente es más acentuada conforme se incrementa la edad

de la persona, es decir se pierde sensibilidad sobre todo en las frecuencias altas. La zona de frecuencias donde es más sensible el oído humano es la comprendida entre 2.000 y 5.000 *Hz*.

Cuando las presiones sonoras crecen, la sonoridad crece hasta producir una sensación de molestia. A este nivel se le denomina umbral de molestia y se encuentra próximo a los 120 *dB*. Es prácticamente independiente de la frecuencia aunque varía según personas. Cuando se llega a 140 *dB* se produce sensación de dolor pudiendo ocasionar daño permanente en la audición si la exposición es prolongada. Cuando se alcanzan los 160 *dB* los daños son inmediatos y permanentes. En la figura 4.2 se representan los umbrales de audición y molestia, así como la zona del espectro donde se producen la mayoría de los sonidos musicales y hablados.

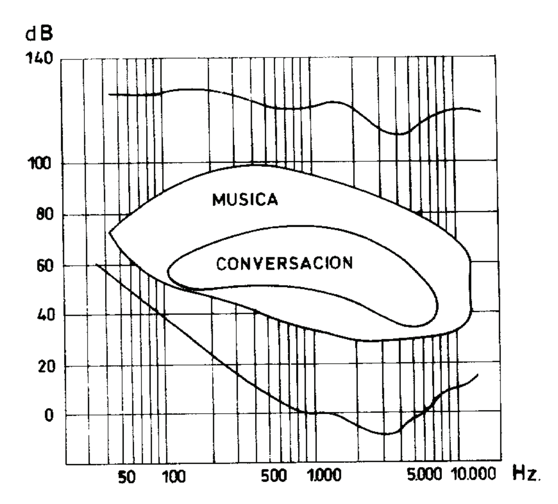



**Figura 4.2:** Umbrales de audición y molestia. (Bell Telephone Laboratories).

Entre el umbral de audición y el de molestia debe estar la intensidad de cualquier sonido para ser percibido sin causar molestia.

## *4.3 Nivel de sonoridad.*

La sonoridad subjetiva o percibida de un sonido es una función no sólo de su intensidad, sino también de su frecuencia, como se ha visto en el caso del umbral de audición, ya que el oído humano no es igualmente sensible a todas las frecuencias.

El decibelio, definido en el tema anterior, guarda cierta proporcionalidad con la sensación de sonoridad en una cierta banda de frecuencias. Sin embargo, entre unas

bandas de frecuencias y otras, esta proporcionalidad no existe, lo que hace necesario la utilización de una nueva unidad fisiológica que represente el nivel de sensación percibida por el individuo, teniendo a la vez en cuenta la intensidad del sonido y su frecuencia. A esta unidad se la denomina *fon, fonio o fono* y se toma numéricamente igual al nivel de intensidad en dB de un tono de 1.000 *Hz*.

Mediante experiencias normalizadas (con un gran número de personas con audición normal de 18 a 25 años) se ha podido construir el mapa isofónico del campo audible (figura 4.3) cuyas curvas valoradas en *fonos* representan estados de un mismo nivel de sensación de sonoridad. Estas curvas se obtienen comparando dos tonos, uno de referencia (1.000 *Hz*) y otro de cualquier otra frecuencia. Son pues contornos de igual sonoridad.

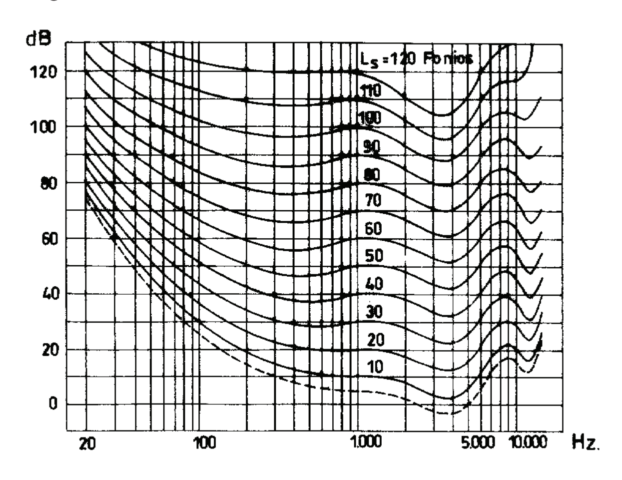



**Figura 4.3:** Contornos de igual sonoridad. (Robinson-Dadson).

En las gráficas se observa que el oído responde mal a las bajas frecuencias y también a las altas. Las curvas convergen en la región de bajas frecuencias pero son aproximadamente paralelas entre 1.000 *Hz* y 10.000 *Hz*.

Si una sala de audición tiene un nivel de intensidad en un punto de 40 *dB*, para todas las frecuencias, se pierden todos los sonidos de bajas frecuencias hasta 150 *Hz*, pues no pueden ser detectados por el oído humano. Con lo cual se altera el sonido percibido, que parecería más agudo de lo que en realidad es. El espectro de muchos sonidos tiende a corregir esta pérdida de sonoridad a bajas frecuencias, con una mayor energía en esta zona. (Por ejemplo el espectro de los sonidos hablados).

Para calcular el nivel de sonoridad en *fonios* a una frecuencia dada, se busca el punto de una determinada frecuencia y un determinado nivel de presión o intensidad y se aproxima a una de las curvas isofónicas.

Ahora bien, la sonoridad aparente de un sonido no es proporcional a su nivel en fonios y así un sonido cuyo nivel de sonoridad es 100 *fonios* no tiene doble sonoridad que otro de 50 *fonios*.

Diversas pruebas llegan a la conclusión de que las relaciones de sonoridad no son proporcionales a los incrementos en el nivel de sonoridad. Además, la variación de sonoridad no es constante y así por ejemplo un incremento de 10 *fonios* en la zona de baja sonoridad, entre 10 y 20 *fonios*, hace aumentar la sonoridad aparente en aproximadamente 6 veces, mientras que ese mismo incremento, entre 50 y 60 *fonios*, aumenta la sonoridad al doble. En una escala real de sonoridades, una unidad de sonoridad doble que otra, debe corresponder a doble sonoridad subjetiva.

Es pues necesario, definir una escala real de sonoridades, cuya unidad se define como el *son* o *sonio*, que establezca una relación lineal entre ella y la sonoridad subjetiva.

El *sonio* se define como la sonoridad de un tono de 1.000 *Hz* de frecuencia y un nivel de intensidad de 40 *dB*. Luego el *sonio* es la sonoridad de un sonido cuyo nivel de sonoridad es 40 *fonios*.

En la gráfica de la figura 4.4 se relaciona el nivel de sonoridad en *fonios* y la sonoridad correspondiente en *sonios* para tonos puros.

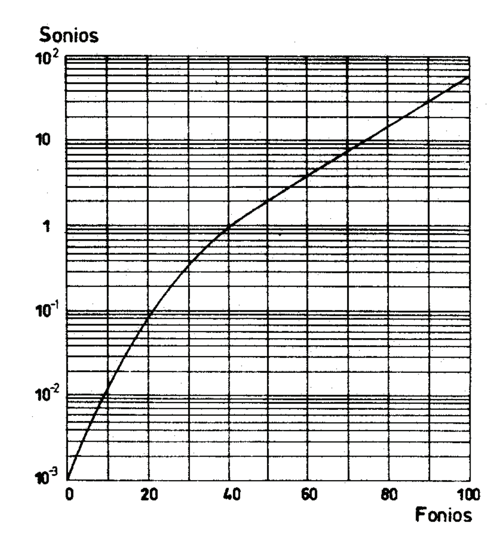



**Figura 4.4:** Relación entre *fonios* y *sonios*. (Robinson).

En la tabla siguiente (T.4.1) se tienen los valores anteriores tabulados desde 20 a 140 *fonios* en intervalos de un *fonio*.

Se observa que a partir de valores superiores a 40 *fonios* existe una relación constante entre *fonios* y la variación logarítmica de la sonoridad,

$$s = 2^{(Ls-40)/10} \qquad Ls > 40 \text{ } fonios$$

en este caso, duplicar la sonoridad se traduce en un incremento de 10 *fonios* en el nivel de sonoridad.

**S O N I O S**

| FONIO | 0 | +1 | +2 | +3 | +4 | +5 | +6 | +7 | +8 | +9 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 20 | 0,25 | 0,27 | 0,29 | 0,31 | 0,33 | 0,35 | 0,38 | 0,41 | 0,44 | 0,47 |
| 30 | 0,50 | 0,54 | 0,57 | 0,62 | 0,66 | 0,71 | 0,76 | 0,81 | 0,87 | 0,93 |
| 40 | 1,00 | 1,07 | 1,15 | 1,23 | 1,32 | 1,41 | 1,51 | 1,62 | 1,74 | 1,87 |
| 50 | 2,00 | 2,14 | 2,30 | 2,46 | 2,64 | 2,83 | 3,03 | 3,25 | 3,48 | 3,73 |
| 60 | 4,00 | 4,29 | 4,59 | 4,92 | 5,28 | 5,66 | 6,06 | 6,50 | 6,96 | 7,46 |
| 70 | 8,00 | 8,57 | 9,20 | 9,85 | 10,60 | 11,30 | 12,10 | 13,00 | 13,90 | 14,90 |
| 80 | 16,00 | 17,10 | 18,40 | 19,70 | 21,10 | 22,60 | 24,30 | 26,00 | 27,90 | 29,90 |
| 90 | 32,00 | 34,30 | 36,80 | 39,40 | 42,20 | 45,30 | 48,50 | 52,00 | 55,70 | 59,70 |
| 100 | 64,00 | 68,60 | 73,50 | 78,80 | 84,40 | 90,50 | 97,00 | 104,00 | 111,00 | 119,00 |
| 110 | 128,00 | 137,00 | 147,00 | 158,00 | 169,00 | 181,00 | 194,00 | 208,00 | 223,00 | 239,00 |
| 120 | 256,00 | 274,00 | 294,00 | 315,00 | 338,00 | 362,00 | 388,00 | 416,00 | 446,00 | 478,00 |
| 130 | 512,00 | 549,00 | 588,00 | 630,00 | 676,00 | 724,00 | 776,00 | 832,00 | 891,00 | 955,00 |
| 140 | 1024,0 | | | | | | | | | |

**Tabla T.4.1:** Conversión de *fonios* en *sonios* y viceversa.

Todo lo anteriormente expuesto es aplicable sólo para tonos puros. Sin embargo los sonidos complejos, con componentes frecuenciales en una banda ancha de frecuencias, se perciben por el oído humano como mucho más sonoros. La sonoridad se incrementa con el aumento del ancho de la banda de frecuencias componentes del sonido.

Diversos estudios han llevado, a los especialistas de la audición a suponer que el oído se comporta como un conjunto de receptores independientes ajustados a distintas frecuencias. La banda de frecuencias que afecta a cada receptor se denomina banda crítica.

Las frecuencias centrales de estas bandas (24 en total) se hallan irregularmente repartidas entre 50 y 13.000 *Hz*. El ancho de estas bandas varía entre 100 y 3.500 *Hz*. En la tabla T.4.2 se dan la frecuencia central y el ancho de las 24 bandas. El ancho de la banda es constante para frecuencias inferiores a 500 *Hz* e igual a 100 *Hz*, mientras que para las frecuencias superiores se duplica cuando se dobla la frecuencia, como se observa en la figura 4.5.

| nº de banda crítica | frecuencia central | ancho de la banda |
|---|---|---|
| 1 | 50 *Hz* | 100 *Hz* |
| 2 | 150 | 100 |
| 3 | 250 | 100 |
| 4 | 350 | 100 |
| 5 | 450 | 110 |
| 6 | 570 | 120 |
| 7 | 700 | 140 |
| 8 | 840 | 150 |
| 9 | 1.000 | 160 |
| 10 | 1.170 | 190 |
| 11 | 1.370 | 210 |
| 12 | 1.600 | 240 |
| 13 | 1.850 | 280 |
| 14 | 2.150 | 320 |
| 15 | 2.500 | 380 |
| 16 | 2.900 | 450 |
| 17 | 3.400 | 550 |
| 18 | 4.000 | 700 |
| 19 | 4.800 | 900 |
| 20 | 5.800 | 1.100 |
| 21 | 7.000 | 1.300 |
| 22 | 8.500 | 1.800 |
| 23 | 10.500 | 2.500 |
| 24 | 13.500 | 3.500 |

**Tabla T.4.2:** Frecuencia central y ancho de las 24 bandas críticas.

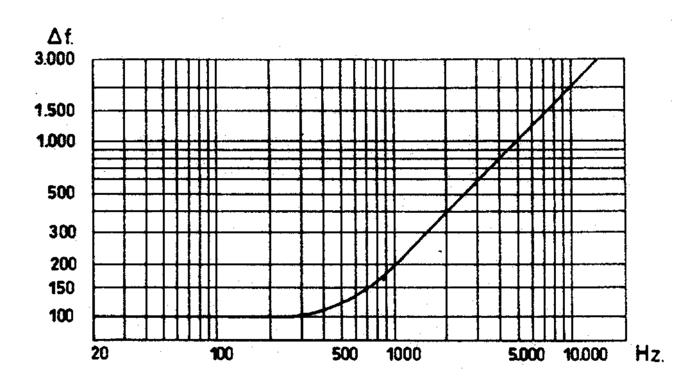



**Figura 4.5:** Ancho de las bandas críticas en función de la frecuencia central de las mismas. (Zwicker).

Para estudiar la sonoridad de sonidos complejos se procede a su descomposición o análisis espectral en frecuencias simples, centradas en las denominadas bandas críticas. La gama de audio desde 20 *Hz* a 15.500 se descompone en las 24 bandas críticas, y en cada una de ellas se mide el nivel de intensidad o presión que se convierte en *fonios* a través de las gráficas de la figura 4.3.

Finalmente, con la gráfica de la figura 4.4 ó sus valores tabulados en la tabla T.4.1, se obtienen los correspondientes *sonios*, que sumados dan la sonoridad del sonido complejo. A este método se le denomina método de Barkhausen. Si para el análisis espectral se utiliza un ancho de banda superior al crítico, se deben corregir los niveles para tener en cuenta la utilización de un ancho de banda diferente.

No existe ningún aparato de medida que sea capaz de realizar medidas de sonoridad en lectura directa. Existen aparatos que miden con gran precisión niveles de presión, pero sólo con alguna aproximación de sonoridad. Los aparatos para medir sonoridades deben tener una variación de sensibilidad en función de la frecuencia similar a la del oído humano.

Así, los sonómetros tienen unos filtros de ponderación para acomodarse a la sensibilidad del oído. En la figura 4.6 se representan las tres redes de ponderación que disponen los sonómetros, la curva $A$ para sonidos débiles, la $B$ para sonidos medios y la $C$ para sonidos intensos. Realmente, en la actualidad, la única que se utiliza es la curva $A$. Esta curva resulta ser la complementaria al umbral de audición, ponderando así la intensidad de un sonido con la sensibilidad que el oído tiene a esa frecuencia. Surge así el $dB(A)$ unidad con la que se expresa un nivel de presión acústica cuando se ha sometido ésta a la ponderación del filtro $(A)$ de los sonómetros.

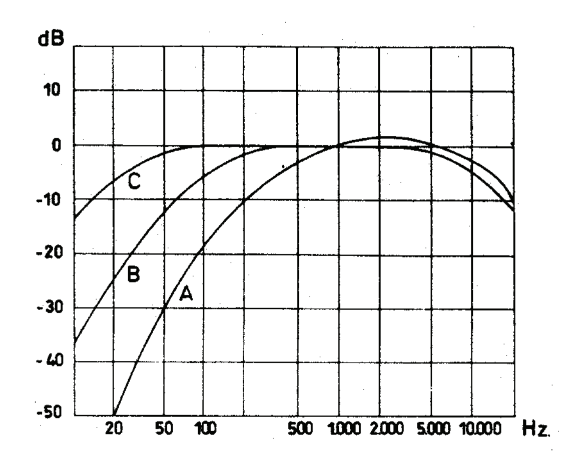



**Figura 4.6:** Curvas de ponderación de los sonómetros.

En el margen de frecuencias más usuales en edificación, la curva de ponderación $A$ viene definida por los siguientes valores:

| **Frecuencia *Hz*** | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 | 400 | 500 | 630 | 800 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Δ ponderación en *dB*(*A*)** | -19,1 | -16,1 | -13,4 | -10,9 | -8,6 | -6,6 | -4,8 | -3,2 | -1 | -0,8 |
| **Frecuencia *kHz*** | 1 | 1,25 | 1,6 | 2 | 2,5 | 3,15 | 4 | 5 | | |
| **Δ ponderación en *dB*(*A*)** | 0 | 0,6 | 1 | 1,2 | 1,3 | 1,2 | 1 | 0,5 | | |

El nivel global en $dB(A)$ de un sonido complejo se obtiene componiendo los niveles en $dB(A)$ que presenta dicho sonido en cada intervalo de tercio de octava,

$$LP_{\text{global}} = 10 \log \quad 10^{\frac{LP_i + \Delta}{10}}$$

# 4.4 Tono o frecuencia subjetiva.

La cualidad acústica ligada a la frecuencia es el tono o sensación de agudeza.

El oído humano puede percibir frecuencias entre 20 y 20.000 $Hz$ en edades comprendidas entre 18 y 25 años, y personas de audición normal. Este campo puede descomponerse, de forma algo arbitraria en tres gamas:

| | |
|---|---|
| 20 - 360 $Hz$ | frecuencias graves o bajas |
| 360 - 1.400 $Hz$ | frecuencias medias |
| 1.400 - 20.000 $Hz$ | frecuencias agudas o altas |

A pesar de la dependencia entre frecuencia y tono, no existe relación directa entre ambas, ya que la frecuencia es una magnitud física y el tono es una sensación o cualidad subjetiva. Así al pasar de una frecuencia de 400 $Hz$ a 1.400 $Hz$ la sensación auditiva de variación de tono no es la misma que la que se produce entre

4.000 *Hz* y 5.000 *Hz*, aunque en ambos casos se haya aumentado 1.000 *Hz*. En el primer caso pasamos de una frecuencia límite entre bajas y medias a otra límite entre medias y altas, el cambio de tono es muy grande, mientras que en el segundo, ambas son frecuencias altas y el cambio de tono es mucho menor.

| OCTAVA | | | TERCIO OCTAVA | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Frecuencia inferior | Frecuencia central | Frecuencia superior | Frecuencia inferior | Frecuencia central | Frecuencia superior |
| | | | 17,8 | 20 | 22,4 |
| | | | 22,4 | 25 | 28,2 |
| 22 | 31,5 | 44 | 28,2 | 31,5 | 35,5 |
| | | | 35,5 | 40 | 44,7 |
| | | | 44,7 | 50 | 56,2 |
| 44 | 63 | 88 | 56,2 | 63 | 70,8 |
| | | | 70,8 | 80 | 89,1 |
| | | | 89,1 | 100 | 112 |
| 88 | 125 | 177 | 112 | 125 | 141 |
| | | | 141 | 160 | 178 |
| | | | 178 | 200 | 224 |
| 177 | 250 | 355 | 224 | 250 | 282 |
| | | | 282 | 315 | 355 |
| | | | 355 | 400 | 447 |
| 355 | 500 | 710 | 447 | 500 | 562 |
| | | | 562 | 630 | 708 |
| | | | 708 | 800 | 891 |
| 710 | 1.000 | 1.420 | 891 | 1.000 | 1.122 |
| | | | 1.122 | 1.250 | 1.413 |
| | | | 1.413 | 1.600 | 1.778 |
| 1.420 | 2.000 | 2.840 | 1.778 | 2.000 | 2.239 |
| | | | 2.239 | 2.500 | 2.818 |
| | | | 2.818 | 3.150 | 3.548 |
| 2.840 | 4.000 | 5.680 | 3.548 | 4.000 | 4.467 |
| | | | 4.467 | 5.000 | 5.623 |
| | | | 5.623 | 6.300 | 7.089 |
| 5.680 | 8.000 | 11.360 | 7.079 | 8.000 | 8.913 |
| | | | 8.913 | 10.000 | 11.220 |
| | | | 11.220 | 12.500 | 14.130 |
| 11.360 | 16.000 | 22.720 | 14.130 | 16.000 | 17.780 |
| | | | 17.780 | 20000 | 22.390 |

**Tabla T.4.3:** Bandas de octava y tercios de octava.

En general se suele dividir la gama de audio (20 y 20.000 *Hz*) en franjas o bandas de ancho variable o proporcional a la frecuencia central de la banda. Las más utilizadas son las denominadas:

- **BANDAS DE OCTAVA**, que son aquellas en las que se cumple

$$f_s = 2 f_i$$

siendo $f_s$ y $f_i$ las frecuencias superior e inferior que definen la banda respectivamente. El ancho de banda resulta ser $0{,}7\, f_c$, siendo $f_c$ la frecuencia central.

- **BANDAS DE TERCIOS DE OCTAVA**, que son aquellas en las que:

$$f_s = \sqrt[3]{2}\; f_i$$

que son más estrechas que las anteriores, resultando que cada octava se divide en tres tercios de octava. El ancho de banda resulta ser $0{,}231\, f_c$.

En la tabla T.4.3 se dan los valores para toda la gama de audio de las frecuencias inferior, central y superior de todas las bandas tanto de octava como de tercio de octava.

## *4.5 Timbre.*

El timbre de un sonido es la característica subjetiva que hace posible al oído distinguir entre dos sonidos de igual frecuencia fundamental e intensidad, emitidos por fuentes de diferente naturaleza. Así cuando dos instrumentos se acordan y emiten a la misma intensidad, se pueden distinguir perfectamente las notas emitidas por cada uno de ellos.

La explicación del timbre radica en el conjunto de armónicos o frecuencias que acompañan a la frecuencia fundamental, ya que el sonido no está compuesto nunca por una única onda sinusoidal o tono puro sino por una onda compleja con una frecuencia fundamental y varios armónicos, múltiplos de esa frecuencia fundamental.

## *4.6 Enmascaramiento.*

La percepción de un determinado sonido está influenciada por la presencia o no de otros. Así un mismo sonido emitido en dos ambientes distintos, con niveles de ruido de fondo distintos, puede resultar audible o no. En ausencia de todo ruido parásito se ha definido previamente el umbral de audición. En presencia de un

ruido parásito, el mismo sonido debe tener un nivel más alto para que pueda ser distinguido. En este caso se dice que el ruido parásito enmascara al sonido deseado. El efecto de enmascaramiento es la diferencia (expresada en *dB*) que existe entre el nivel de intensidad que debe tener el sonido para ser audible en presencia de ese ruido y el umbral de audibilidad absoluto del mismo sonido.

El enmascaramiento de un tono por otro es más destacado cuando los dos tonos tienen frecuencias próximas, y en general, un tono enmascara señales de frecuencias superiores a las de él, pero no inferiores.

El fenómeno del enmascaramiento puede ser a veces beneficioso y otras perjudicial. Así, gracias a él, no oímos las conversaciones de los vecinos, pese a que los cerramientos o forjados no hacen descender estos sonidos por debajo del umbral de audibilidad, pero el propio ruido existente en nuestros locales enmascara estos sonidos provenientes del exterior. Por el contrario otras veces el ruido que penetra del exterior enmascara sonidos deseados, como el caso de conversaciones en locales ruidosos.

En la figura 4.7 se representa la variación del umbral de audición en presencia de un ruido de frecuencias comprendidas entre 891 y 1.122 *Hz* (tercio de octava) con frecuencia central en 1.000 *Hz*, en función del nivel de ruido. Se comprueba que para ser audibles los sonidos cuya frecuencia se encuentra en la banda del ruido, tienen que tener un nivel no inferior al del ruido disminuido en 4 *dB*. Fuera de esta banda, el efecto de enmascaramiento se debilita, mucho más rápidamente, para los sonidos de frecuencias inferior a la frecuencia central de la banda, que para los sonidos de frecuencia superior.

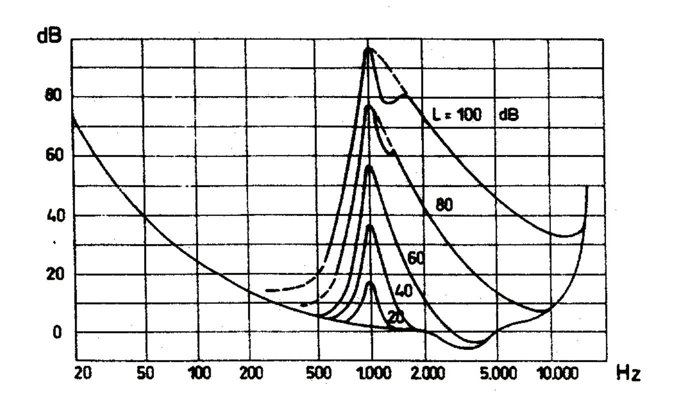



**Figura 4.7:** Umbral de audición en presencia de una banda estrecha de ruido, centrada en 1.000 *Hz* y nivel variable L. (Josse)

# *4.7 Recepción binaural.*

La audición binaural hace posible determinar la posición de la fuente sonora, ya que permite observar pequeñas diferencias de dirección, por la diferencia del tiempo de llegada de las dos señales a ambos oídos. Las personas estamos acostumbradas a asociar cada diferencia de tiempo intrauditivo con la dirección particular de llegada de la onda sonora y por tanto localizar la situación de la fuente.

Además de la diferencia de tiempos, la diferencia de intensidades en los dos oídos, contribuye a la sensación direccional a altas frecuencias. Estos efectos tienen gran importancia en la estereofonía.

# Capítulo V

# Acústica Arquitectónica

# 5.1 Introducción.

Lo que desde principios de siglo se ha venido denominando **ACÚSTICA ARQUITECTÓNICA** abarca tres grandes temas con principios y desarrollos totalmente distintos, pero cuya aplicación a casos concretos requiere que se tengan en cuenta simultáneamente. Los tres aspectos mencionados son:

- El que trata del estudio de la protección contra los ruidos y vibraciones que se deseen evitar en los recintos habitables, que se denomina, en general, **Aislamiento Acustico**.

- El que estudia el conjunto de intervenciones dirigidas a dosificar la intensidad de los fenómenos sonoros percibidos por los oyentes y a adaptar el local o recinto al uso al que está destinado. En otras palabras, a mejorar la calidad acústica en el interior de un recinto supuestamente aislado del exterior. A este aspecto se le denomina **Acondicionamiento Acustico**.

- El que estudia el conjunto de intervenciones dirigidas a asegurar la adecuada protección frente a ruidos exteriores de las distintas zonas urbanas, según su uso, que podríamos denominar **Acustica Urbanística**.

En este capítulo, se aborda el planteamiento general del acondicionamiento acústico, así como los métodos utilizados para su estudio, que son posteriormente desarrollados en los capítulos siguientes.

# 5.2 Acondicionamiento acústico.

El objeto del acondicionamiento acústico es proporcionar la máxima calidad acústica posible al mensaje sonoro emitido en una sala. Dicha calidad viene definida por distintos parámetros según sea el tipo de mensaje sonoro, ya que no se exige lo mismo en la percepción de un mensaje oral, palabra hablada, que en la de uno musical y dentro de éste, la calidad de audición varía en gran manera según el tipo de música.

Todo lugar destinado a la emisión y audición de mensajes sonoros lleva implícita la existencia de una cadena de comunicación, compuesta por tres grandes elementos básicos: emisor, canal de transmisión y receptor. El mensaje se transmite a lo largo de esta cadena con el fin de llegar al receptor con la máxima calidad posible. Los mensajes acústicos son transportados, como hemos visto, por ondas

sonoras diferenciándose unas de otras por su espectro de frecuencias. Dichas ondas, emitidas por el emisor, van a ser alteradas, distorsionadas, filtradas por el canal y parcialmente enmascaradas por el ruido de fondo inherente al mismo, antes de llegar al sistema auditivo del receptor, quien, en último caso, define la adecuación o no de una sala a un determinado mensaje sonoro.

En todo lo que sigue se supondrá resuelto el problema de protección frente a ruidos exteriores, desarrollado posteriormente a partir del Capítulo XI, considerando el recinto o sala perfectamente aislado del exterior.

## *5.3 Emisor.*

El emisor estará constituido por la fuente sonora junto con los sonidos que emite. Es por tanto fundamental tener ciertas nociones sobre las características de las fuentes naturales de emisión, ya sean de sonidos hablados o musicales.

La palabra hablada consiste en una sucesión de sonidos que varía constantemente en intensidad y frecuencia. La potencia instantánea varía entre $0{,}01\,\mu W$ para el sonido más leve hasta $5.000\,\mu W$ para el más fuerte. La potencia media de la palabra varía con el intervalo de tiempo considerado. Así, es del orden de $18\,\mu W$ para mujeres y $34\,\mu W$ para hombres promediado en un minuto (incluyendo las pausas). Promediado en 1/8 de segundo (duración de una sílaba) es del orden de $230\,\mu W$ para hombres y $150\,\mu W$ para mujeres.

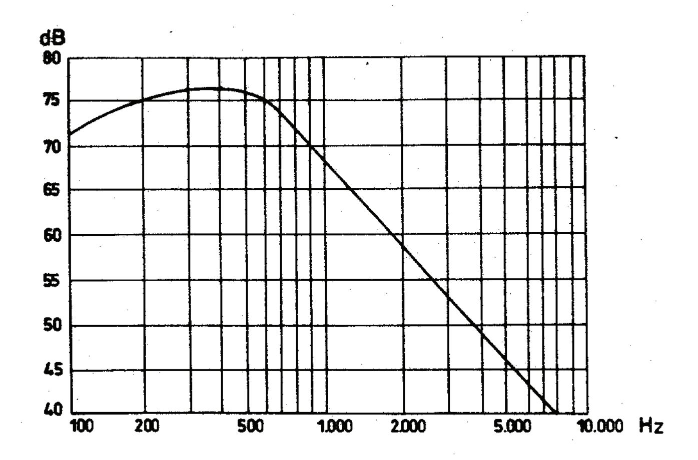



**Figura 5.1:** Espectro de la palabra hablada. (French y Steinberg).

Esto lleva a unos niveles medios de presión acústica a $1\,m$ de los labios de $64\,dB$ para hombres y $60\,dB$ para mujeres. El nivel de presión acústica varía sin cesar en el curso del habla, alcanzando tan pronto valores máximos como mínimos, cuya separación constituye la dinámica de la palabra y suele ser de $30\,dB$ de los cuales $12\,dB$ se encuentran por encima del valor medio y $18\,dB$ por debajo.

La potencia de la palabra se distribuye a lo largo del espectro de frecuencias entre $100\,Hz$ y $10.000\,Hz$, siendo el intervalo de frecuencias con mayor energía el de $100–800\,Hz$, donde se encuentran los sonidos propios de las vocales y consonantes sonoras. El valor máximo de energía se alcanza entre $300–400\,Hz$, disminuyendo hasta llegar a un nivel $35\,dB$ por debajo del máximo cerca de los $10.000\,Hz$. En las altas frecuencias es donde se desarrollan la mayoría de las consonantes, sonidos de corta duración y poca energía que proporcionan más información que las vocales a la hora de entender un mensaje hablado. La comprensión de las consonantes es fundamental para la inteligibilidad de la palabra, de ahí que sea más importante la preservación de las altas frecuencias que de las bajas para la comprensión de los mensajes hablados.

La energía del habla no se irradia uniformemente alrededor del orador, debido a la sombra acústica que produce la cabeza y cuerpo del mismo. En la figura 5.2 se muestra el diagrama de direccionalidad de esta fuente. Se observa que las frecuencias bajas se irradian más uniformemente, mientras que las altas se irradian en un estrecho ángulo sólido frente al orador. Un oyente situado al lado o detrás del orador tendrá mayor dificultad en entender el sonido hablado, ya que faltarán gran parte de las componentes de alta frecuencia del habla emitida.

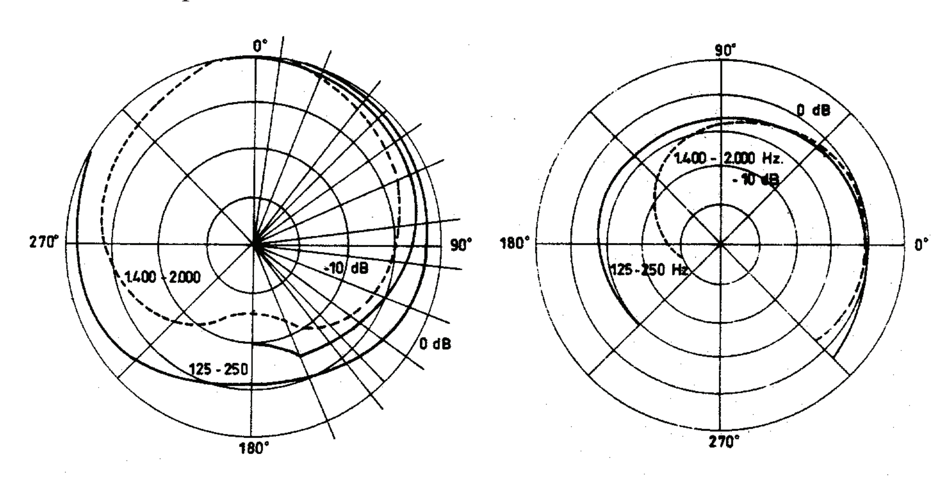



**Figura 5.2:** Diagrama de direccionalidad de la palabra hablada. (Kuttruff).
a) Sección horizontal. b) Sección vertical.

Los sonidos musicales se distinguen de otros sonidos por su espectro relativamente simple, periódico y ordenado (excepto los sonidos producidos por instrumentos de percusión). La música, en general, está basada en escalas constituidas por determinadas frecuencias. Cuando se analizan los sonidos musicales se encuentra que la relación entre sus frecuencias son números enteros, correspondiendo a la frecuencia fundamental y sus armónicos.

Los instrumentos musicales son diseñados para poder producir sonidos que tengan frecuencias fundamentales correspondientes a las escalas musicales y sobretonos o armónicos que sean múltiplos de la frecuencia fundamental. La frecuencia fundamental de un instrumento o sonido da la impresión subjetiva de tono y la presencia y número de armónicos da al sonido su calidad musical o timbre.

Los **instrumentos de cuerda** son los que tienen como sistema básico de emisión la vibración de cuerdas. La frecuencia fundamental depende de la longitud de la cuerda, de su tensión y de su masa, según:

$$f = \frac{1}{21}\sqrt{\frac{T}{m}} \qquad (5.1)$$

siendo $\ell$, la longitud de la cuerda, $T$ su tensión y $m$ su masa.

Los armónicos serán múltiplos de dicha frecuencia. Variando la longitud efectiva de la cuerda se emiten distintas frecuencias fundamentales y por tanto distintos armónicos. El sonido emitido por la vibración de una cuerda es muy débil, pero es reforzado por diferentes sistemas multirresonantes, cuyas frecuencias de resonancia varían con sus características geométricas y físicas.

Los **instrumentos de viento** se basan en columnas resonantes de aire. La frecuencia fundamental del sonido emitido depende de la longitud del tubo según:

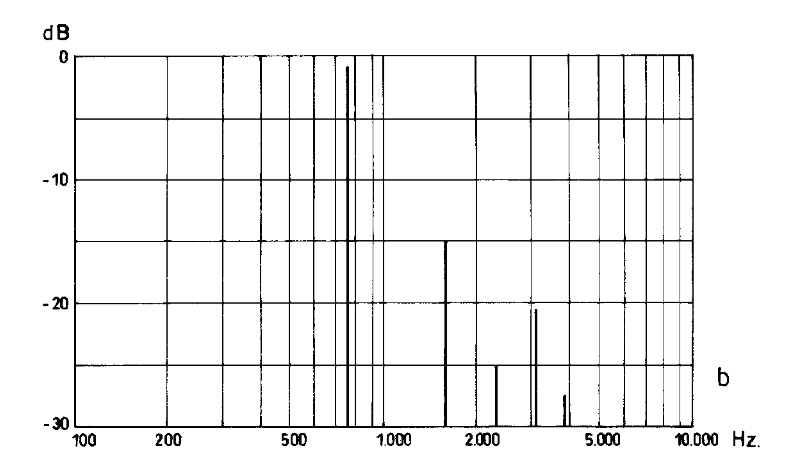
$$f = \frac{c}{4\,\ell} \quad \text{(tubo cerrado en un extremo)} \qquad (5.2)$$

$$f = \frac{c}{2\,\ell} \quad \text{(abierto en ambos extremos)} \qquad (5.3)$$

donde $c$, es la velocidad del sonido en el aire y $\ell$, la longitud del tubo.

También se producen armónicos dependiendo su número e intensidad del tipo de instrumento. Estos instrumentos están equipados con válvulas, orificios o ranuras, que permiten variar la longitud efectiva del tubo y por tanto la frecuencia fundamental y los armónicos que le acompañan.

Los **instrumento de percusión** son excitados por un golpe dado sobre un sistema de vibración que puede ser una barra, varilla, membrana o campana. Algunos tienen carácter periódico, con una frecuencia fundamental y armónicos y otros no, como el caso de membranas o láminas que producen sonidos complejos con frecuencias no armónicas.



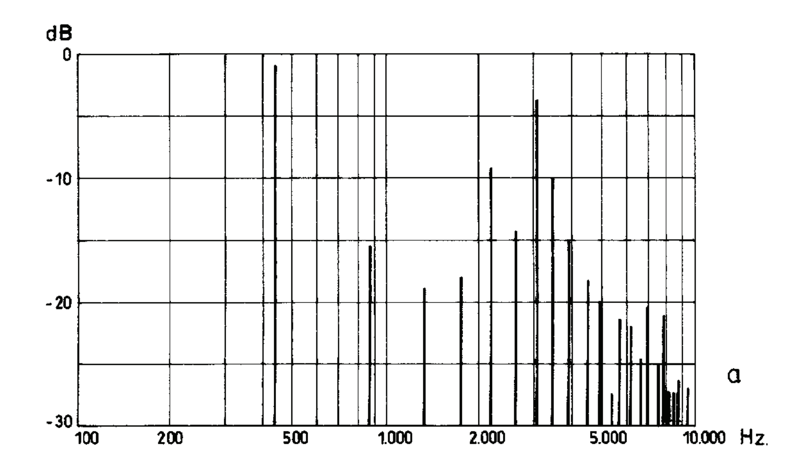




**Figura 5.3:** Espectros de diversos instrumentos.
a) Violín emitiendo a 440 *Hz* (Olson).
b) Flauta emitiendo a 784 *Hz* (Olson).

En la figura 5.3 se representan espectros de distintos instrumentos y en la figura 5.4 diagramas de direccionalidad. Cada instrumento, en función de sus características y geometría, posee un diagrama de direccionalidad propio.

Las orquestas están compuestas por diversos grupos de instrumentos y varían unas de otras en el número de cada tipo de instrumentos que las componen. Una orquesta sinfónica suele estar compuesta por 80–110 músicos, la mayoría instrumentos de cuerda (55–80) (30–50 violines y 25–30 bajos) y el resto instrumentos de aire y percusión.

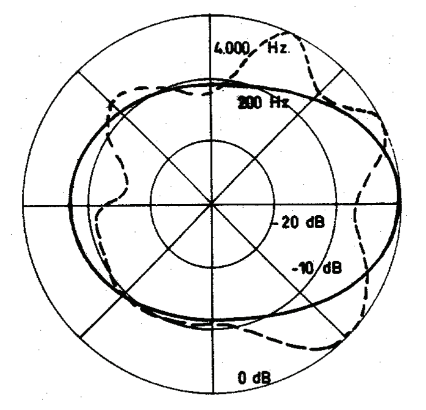



**Figura 5.4:** Diagrama de direccionalidad de un violín. (Olson).

La energía radiada por los instrumentos musicales puede ser variada considerablemente por el músico. Suelen tener una dinámica de $40\ dB$ o más. El mínimo sonido producido por un instrumento es del orden de $30\ dB$ y el máximo de $100\ dB$, medidos ambos a $1\ m$. Los niveles de sonido producidos por una orquesta completa pueden calcularse suponiendo que cada instrumento contribuye con $100\,\mu W$ aproximadamente.

# 5.4 Canal de transmisión.

En el caso que nos ocupa el canal de transmisión está constituido por la sala, con sus características geométricas y físicas y las diversas vías de propagación del sonido emitido en ella.

Cuando una fuente puntual comienza a vibrar dentro de una sala, emite energía en todas direcciones, que se propaga en forma de ondas esféricas, cuya intensidad disminuye con el cuadrado de la distancia recorrida (divergencia esférica). Sin embargo, cuando la onda llega a un cerramiento de la sala, la propagación de la misma se interrumpe, pudiendo ocurrir tres casos:

a) Que toda la energía se transmita al cerramiento, desapareciendo la onda en la sala; sería el caso de absorción total.

b) Que toda la energía se refleje dando lugar a una onda regresiva; sería el caso de reflexión total.

c) Que parte de la energía se transmita al cerramiento y parte se refleje en la sala, que constituye el caso real.

Así, la energía acústica, en un punto de una sala y en un determinado instante, se obtiene como suma de las energías de las diversas ondas, incidente y reflejadas, que en ese momento alcanzan a ese determinado punto. Existen, pues, dos vías diferentes de transmisión del sonido, la vía directa y las vías reflejadas.

El primer sonido que llega a cualquier receptor en una sala es el **sonido directo** desde la fuente, que llegará con un retraso propio del camino recorrido e igual al cociente entre la distancia emisor-receptor y la velocidad del sonido. Este sonido llevará una atenuación debida a la divergencia esférica y a la absorción del aire. El sonido directo presenta pocos cambios espectrales respecto al sonido emitido, ya que la absorción del aire, dependiente de la frecuencia, es muy pequeña para distancias medias. El aire absorbe más las altas frecuencias, mientras que la absorción para bajas y medias frecuencias es despreciable.

Después del sonido directo, inciden sobre el receptor, una serie de **sonidos reflejados** por los diversos cerramientos y objetos presentes en la sala. Cada sonido reflejado llegará con un tiempo de retraso igual al cociente entre la distancia total recorrida, por las ondas sonoras, desde la fuente al receptor y la velocidad del sonido. Las atenuaciones a que está sometido el sonido reflejado son ahora de tres tipos. Dos de ellas, la divergencia esférica y la absorción del aire, son del mismo tipo que las enunciadas para el sonido directo, siendo mayores por ser mayores las distancias recorridas. La tercera parte de la atenuación es debida a la absorción de parte de la energía acústica de la onda sonora en cada reflexión, que depende fundamentalmente de la frecuencia del sonido y del material que constituye el recubrimiento superficial de los elementos constructivos. Luego, estos sonidos reflejados, presentan espectros más distorsionados que el sonido directo, siempre más similar al emitido por la fuente.

Si se grafía en un diagrama los niveles de los distintos sonidos que llegan al receptor en función de sus tiempos de retraso, se obtiene una representación del tipo de la figura 5.5 denominada ecograma.

Después de un gran número de reflexiones, la energía sonora disminuye poco a poco hasta que desaparece por completo después de un cierto intervalo de tiempo. Este fenómeno de superposición de ondas sonoras retrasadas en el tiempo,

procedentes de la fuente y de sucesivas reflexiones, y percibido como un sonido continuo se denomina **reverberación**. Si al cabo de un cierto tiempo llega una onda reflejada, con una intensidad tal, que es perceptible como sonido separado del sonido directo prolongado por la reverberación, el fenómeno se denomina **eco** y el sonido se percibe repetido. Es decir que la reverberación produce una prolongación del sonido directo y el eco una repetición, percibiéndose dos sonidos separados.

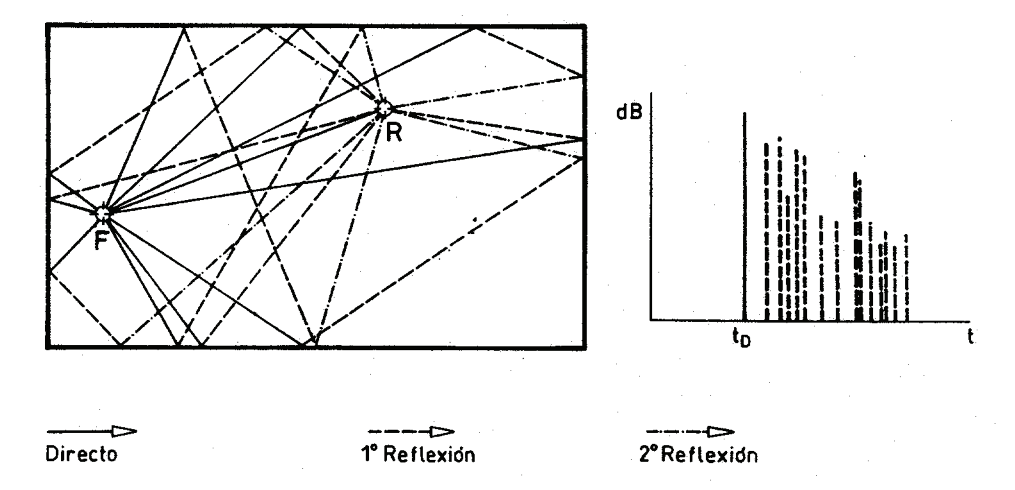



**Figura 5.5:** Desarrollo del campo acústico en un recinto cerrado. Sonido directo y primeras reflexiones. Ecograma.

# *5.5 Receptor.*

El receptor está constituido por los oyentes con sus respectivos mecanismos de escucha, y es el que califica la calidad acústica de un local de audición.

Ya se ha hablado en el capítulo de Acústica Fisiológica de las características del sistema auditivo humano y de la alinealidad entre estímulos y percepciones. Existen además otra serie de condicionantes socio-culturales, que modifican la respuesta del receptor humano frente a la percepción de mensajes sonoros, ya que todo mensaje acústico conlleva información semántica e información estética, no igualmente cuantificables. La información semántica, propia del mensaje oral, utiliza un lenguaje normalizado o código conocido por ambos extremos de la cadena de comunicación, para que ésta pueda tener lugar. Tampoco está ausente en los mensajes musicales, aunque no es primordial en ellos. La información estética, propia del mensaje musical, tiene carácter gratuito y se dirige a la afectividad del receptor sugiriéndole diversos estados de ánimo.

Esta dualidad de información contenida en cualquier mensaje acústico, hace difícil la cuantificación de la calidad acústica en la percepción de los distintos sonidos, ya que mientras la percepción de la información semántica es cuantificable, no lo es de manera uniforme la percepción de la información estética.

Así el criterio básico para la calificación de la percepción de mensajes orales es que el sonido sea inteligible, es decir, que tenga suficiente intensidad para emerger del ruido de fondo y que el espectro de cada sonido individual esté mínimamente alterado para poderlo reconocer. Todo esto exige un compromiso entre la pérdida de claridad, debida al excesivo sonido reflejado y la pérdida de intensidad, debida a excesiva absorción por parte de la sala.

Los criterios subjetivos que definen la calidad de percepción de los sonidos musicales son más difíciles de establecer, ya que intervienen juicios estéticos y emocionales. En cualquier caso, debe existir una buena componente del sonido directo y un equilibrio entre reverberación y claridad dependiente del tipo de música. Existen otros atributos imprescindibles para una adecuada audición musical, como el necesario refuerzo de los tonos graves, la difusión o sensación de que el sonido reflejado proviene de todas direcciones, con intensidades similares y la impresión espacial o sensación de intimidad que hace que se perciba la música como interpretada en salas pequeñas.

En cualquier tipo de audición deben además estar ausentes problemas acústicos tales como excesivo ruido de fondo, ecos, focalizaciones y resonancias aisladas, que se estudiaran con más detalle en capítulos posteriores.

El mensaje sonoro emitido en una sala se transforma, en su propagación a través de la misma, como ya se ha visto. En ocasiones, esta transformación interesa que sea débil, para que el espectro del sonido recibido sea lo más similar posible al espectro emitido, tal como ocurre en los recintos dedicados a audición de la palabra. De ahí la importancia, en estos casos, del sonido directo que es el menos alterado. En otros casos interesa que el mensaje sonoro sea prolongado un tiempo, para que entre dos mensajes sucesivos, el espectro de intensidades se distribuya de forma continua y suave. De esta manera, la onda directa es seguida por distintas y múltiples ondas reflejadas por los cerramientos y objetos presentes en la sala, obteniéndose un efecto positivo para la calidad de audición musical. De ahí la importancia, en estos casos, de la reverberación.

Hasta ahora nos hemos limitado a describir someramente la evolución del campo acústico en un recinto cerrado y cómo la sala altera el sonido emitido por el

emisor hasta llegar al receptor, que es el que finalmente juzga la calidad acústica de una determinada sala. Este juicio, como se ha visto, depende del tipo de mensaje emitido, lo cual lleva a planteamientos distintos para el acondicionamiento acústico según el uso de la sala.

## *5.6 Métodos para el estudio del acondicionamiento acústico.*

Vamos ahora a analizar las distintas teorías que nos permiten abordar el estudio del acondicionamiento acústico. En capítulos posteriores se analizarán, para cada una de ellas, sus limitaciones, ventajas e inconvenientes y por tanto, en qué casos son aplicables o no al objeto de resolver cada problema concreto.

Como se ha visto en temas anteriores, el campo acústico está constituido por superposición de ondas sonoras, que si proceden de focos puntuales sus frentes serán superficies esféricas, únicamente simplificables a planas en los casos en que la superficie del frente de ondas diste mucho de la fuente, lo que se da en salas de grandes dimensiones. En ellas, además se puede representar la dirección de avance de las ondas por las curvas que en todo momento son normales a los frentes de onda. Estas direcciones de propagación, en **Acústica Geométrica**, se denominan rayos acústicos, por similitud con los rayos ópticos.

La parte de la acústica que trata de estudiar la distribución del campo acústico mediante trazado de rayos se denomina **Acústica Geométrica**. En ella se supone que de la fuente sonora emerge un número finito de rayos sonoros, que siguen la dirección de propagación de las ondas sonoras. Estos rayos no poseen ninguna realidad física, son simplemente líneas perpendiculares a los frentes de onda. Su aplicación se basa en analogías ópticas.

Un estudio geométrico, por trazado de rayos, es imprescindible en todo proceso de acondicionamiento, para tener una idea de la forma o geometría más adecuada, estudiar la posibilidad de existencia de ecos, prever posibles zonas de focalización etc.

A medida que se propaga el sonido en una sala, se van produciendo sucesivas reflexiones, y los ángulos sólidos que abarca cada rayo van siendo mayores, llegando, después de algunas reflexiones, a abarcar la sala en su totalidad. A partir de este momento, ya no es adecuado un estudio geométrico. En este proceso de

reflexiones sucesivas, se va perdiendo energía acústica, llegándose a alcanzar un régimen estacionario de energía en la sala, cuando los cerramientos y objetos presentes absorben la misma cantidad de energía por unidad de tiempo que emite la fuente, con lo que la energía media se estabiliza en la sala. Así, si la fuente deja de emitir, la energía presente no desaparece de inmediato, se requiere un cierto tiempo para que la energía acumulada se absorba hasta llegar a ser inaudible. Para estudiar estas condiciones, ya no es útil seguir el recorrido de cada rayo individual, es necesario pues, en vez de ésto, evaluar estadísticamente la energía acústica en su conjunto. El estudio de estas teorías se agrupa en lo que se denomina **Acústica Estadística**.

Ninguna de las dos teorías anteriores tiene en cuenta el comportamiento físico real de tipo ondulatorio del sonido. La **Acústica Ondulatoria** se basa en la resolución de la ecuación diferencial de la onda acústica en cada sala, introduciendo sus condiciones específicas de contorno. La resolución de dicha ecuación demuestra que cada región del espacio de una sala representa un sistema capaz de vibrar en sus tres dimensiones. La resolución de dicha ecuación puede ser tremendamente complicada en recintos de forma compleja y es por eso, por lo que este método se utiliza como base teórica para resolver problemas concretos, sólo explicables por el carácter ondulatorio del sonido.

En consecuencia, en todo lo que sigue, teniendo en cuenta la existencia de estos tres métodos para el acondicionamiento acústico, se intentará utilizar, en cada caso el que interese, al objeto de facilitar el estudio del comportamiento de una sala desde el punto de vista acústico, cuantificando las magnitudes que intervienen al objeto de su aplicación a ejercicios prácticos.

Así, para el estudio de la distribución de la energía acústica de las primeras reflexiones y del sonido directo, así como para evitar el riesgo de eco en una sala, se utilizará los métodos geométricos o **Acústica Geométrica**, que se describen en el Capítulo VI. Para abordar el estudio de la reverberación se utilizará los métodos estadísticos o **Acústica Estadística**, desarrollado en el Capítulo IX. Finalmente para el estudio de las resonancias en una sala paralepipédica, se resolverá la ecuación de onda en dicho recinto, mediante los principios de la **Acústica Ondulatoria**, en el Capítulo VII.

# Capítulo VI

# Acústica Geométrica

# 6.1 Introducción.

La utilización de las leyes geométricas que rigen la propagación sonora, puede ser de gran utilidad en múltiples ocasiones. Así, por ejemplo, para analizar la distribución en un recinto, del campo acústico directo y de las primeras reflexiones o detectar posibles riesgos de eco o focalizaciones provocadas por determinadas superficies de una sala etc.

El método geométrico se basa, fundamentalmente, en la propagación rectilínea del sonido, que según el Principio de Fermat, toda onda se propaga por el camino más rápido, que para velocidad de propagación constante, es el más corto, y en la propagación libre de obstáculos es la línea recta entre dos puntos. De ahí, el concepto de rayo sonoro, por analogía con el rayo luminoso (éste último incluso observable). El concepto de rayo sonoro es por tanto, una porción significativa de energía acústica, propagándose en la proximidad de una estrecha línea. Así pues, los rayos parten de la fuente acústica, portando todos la misma energía, si la fuente es omnidireccional, o porciones de energía dependientes de la direccionalidad de la fuente, para una fuente cualquiera.

Si en el recorrido de un rayo se sitúa un obstáculo, que no participa en absoluto del movimiento ondulatorio (el movimiento excitado en él por la onda sonora es despreciable), parte de la energía acústica retorna, originando el fenómeno de la **Reflexión**. Si el obstáculo no es grande, habrá otra onda que se propague sobrepasándolo en la misma dirección que venía. A este fenómeno se le denomina **Difracción**, y por él, el sonido bordea los obstáculos suficientemente pequeños. Si el obstáculo es grande, no se puede esperar ninguna onda detrás de él, originándose una sombra acústica. Los límites de la sombra se determinan mediante rayos tangentes a la superficie del obstáculo. (La penumbra se debe al tamaño de la fuente, no puntual, y a la frecuencia de la onda que bordea el obstáculo).

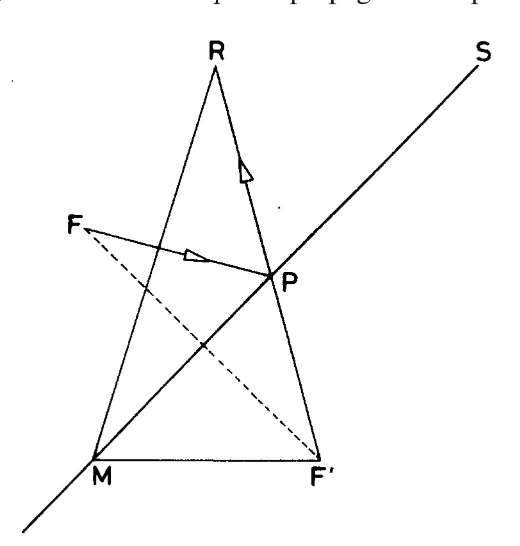



**Figura 6.1:** Reflexión especular.

Si la superficie del obstáculo es lisa, el rayo incidente se refleja en una sola dirección (**Reflexión Especular**),

siguiendo las leyes de Snell. Así, si se tiene una fuente $F$, una superficie $S$ y un receptor $R$ y se plantea obtener el punto de la superficie $S$ que refleja a $R$, este punto será tal, que el camino total recorrido por el rayo sea el más rápido (con $C$ constante, el más corto). Cualquier punto de la superficie $S$ equidista de la fuente $F$ y de su imagen $F'$. En general, el camino desde la imagen de la fuente a $R$ será una quebrada $(F' M R)$, el camino más corto será pues la línea recta $F'R$, y así se obtiene el punto $P$. Todos los rayos reflejados por la superficie $S$, parecen, provenir de la imagen de la fuente $F'$.

Si la superficie del obstáculo es rugosa, el rayo incidente se refleja en todas direcciones, según la Ley de Lambert (**Reflexión Difusa**).

$$I_\vartheta = I_0 \cos \vartheta$$

siendo $I_0$ la intensidad incidente, $I_\vartheta$ la intensidad reflejada en la dirección $\vartheta$, medido este ángulo respecto a la normal a la superficie.

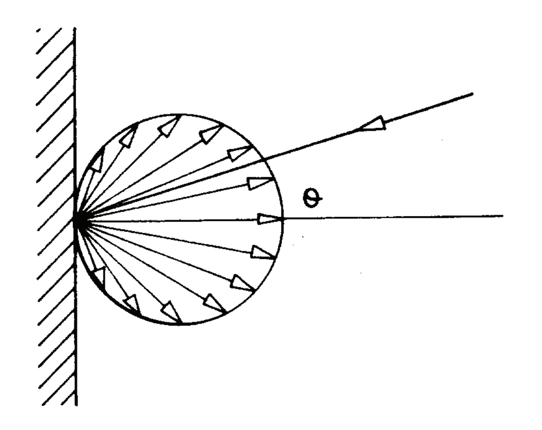


**Figura 6.2:** Reflexión difusa.

En este caso, cada vez que se produce un impacto con un obstáculo, se esparce energía en todas direcciones.

La dirección de un rayo cambia al cambiar el medio de propagación, originando el fenómeno de la **Refracción**. En general, en acústica de salas no se producen cambios en el medio de propagación, y este fenómeno no es importante, aunque sí puede originarse por transiciones graduales de las propiedades del medio, como por ejemplo la temperatura. Así una columna de aire caliente (salida de un acondicionador de aire), se comporta como una lente divergente en óptica, ya que la velocidad del sonido aumenta con la temperatura. Los rayos acústicos divergerían, una vez sobrepasada la columna. Para un oyente situado detrás de la columna, la fuente de ruido tiende a percibirse como más lejana y menos intensa.

En la propagación del sonido al aire libre, se pueden producir curvaturas en los rayos, por gradientes de temperatura. Como la temperatura suele descender con la altura, los rayos, usualmente, se curvan hacia arriba. Dicho fenómeno se estudia con mayor profundidad en el Capítulo XV del presente texto.

Si el aire lleva una velocidad $v$, el sonido en su sentido llevará una velocidad $c+v$ y en sentido contrario $c-v$. El viento produce, también, curvatura de los rayos acústicos, ya que lleva mayor velocidad cuanto más alto, luego los rayos sonoros, por la acción del viento, se curvan hacia abajo. Este efecto puede utilizarse beneficiosamente en teatros al aire libre y será analizado con mayor profundidad en el Capítulo XV.

En contraste con la óptica (donde todas las longitudes de onda son muy pequeñas respecto al tamaño de los objetos) En acústica hay que diferenciar entre ondas largas, para bajas frecuencias y ondas cortas, para altas frecuencias. Las ondas largas (longitud de onda grande), pueden bordear casi cualquier obstáculo y no producir, pues, sombra acústica y paradójicamente, se reflejan especularmente sobre una superficie rugosa. Las ondas cortas (longitud de onda pequeña), producen sombras acústicas por no poder bordear algunos obstáculos, y se reflejan difusamente (ley de Lambert) sobre superficies rugosas. Este comportamiento diferente de las ondas largas (bajas frecuencias) y las cortas (altas frecuencias) puede percibirse en las sombras acústicas de diferentes obstáculos, y así, puesto que las ondas que bordean los obstáculos son las largas, el sonido tras ellos es más grave, puesto que se pierden las componentes de alta frecuencia, por no poderlo bordear.

Considerando una velocidad del sonido de $340\,m/s$, se observa:

- A una frecuencia de $34\,Hz$ le corresponde una longitud de onda de 10 metros. Cualquier obstáculo en el recorrido de esta onda larga, resulta pequeño y por lo tanto se producen difracciones. No es aplicable la Acústica Geométrica.
- Para una frecuencia de $125\,Hz$ $(\lambda = 2{,}5\,m)$ el sonido bordea pequeñas superficies, columnas, mobiliario etc. y las superficies rugosas reflejan especularmente.
- A $500\,Hz\,(\lambda = 68\,cm)$ la mayoría de los objetos no son ni grandes ni pequeños respecto a la longitud de onda. Se produce, sobre todo, reflexión difusa.
- Para $2.000\,Hz\,(\lambda = 17\,cm)$ cualquier objeto empieza a producir sombra acústica.
- A partir de $8.000\,Hz\,(\lambda = 4\,cm)$ cada irregularidad en una superficie se comporta como un espejo y refleja especularmente.

Así, un cerramiento de grandes dimensiones, en zig-zag, reflejaría a bajas frecuencias, como un único espejo plano, a frecuencias medias generaría más o menos reflexiones difusas y en frecuencias altas se comportaría como un conjunto de pequeños espejos en zig-zag.

Todo esto impone ciertas limitaciones a la utilización de los métodos empleados por la Acústica Geométrica, y son:

- La longitud de onda del sonido debe ser pequeña respecto a las dimensiones de la sala y objetos presentes en ella. En caso contrario ocurrirían fenómenos de difracción.
- Las dimensiones del relieve de las superficies deben ser netamente inferiores a la longitud de onda del sonido considerado. En caso contrario el sonido se reflejaría difusamente.
- La diferencia de impedancia entre el aire y los cerramientos debe ser grande, para que predomine el fenómeno de la reflexión.

La Acústica Geométrica se limita al estudio de la propagación rectilínea y la reflexión especular.

# *6.2 Método geométrico.*

El método geométrico se basa, como se ha visto, en la sustitución de los frentes de ondas por sus direcciones de propagación asimilándolos a rayos sonoros que emergen de la fuente y se comportan de igual forma que los rayos luminosos: cambio de dirección en el momento de pasar de un medio a otro, curvatura cuando la propagación se realiza en un medio no homogéneo y reflexión geométrica sobre los obstáculos.

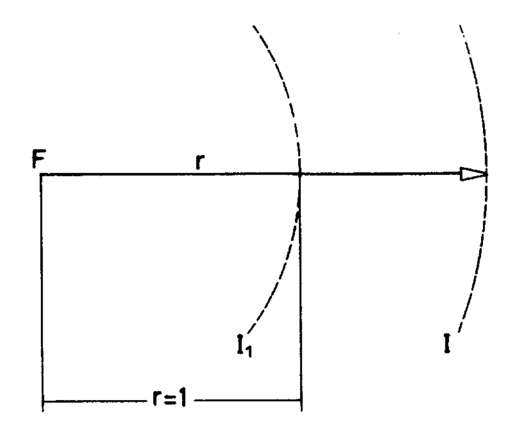



**Figura 6.3:** Atenuación de la intensidad asociada a un rayo, con la distancia a la fuente emisora.

Los rayos sonoros tienen su origen en la fuente y en cada punto tienen una intensidad dada por:

$$W = I_1 4\pi \quad ; \qquad I = \frac{W}{4\pi r^2} = \frac{I_1}{r^2}$$

en donde $W$ es la potencia de la fuente, e $I_1$ es la intensidad a un metro de la fuente. Supuesta la fuente omnidireccional, la intensidad disminuye pues, con el cuadrado de la distancia recorrida. Cada vez que un rayo se refleja transmite parte de su energía al plano de reflexión, emergiendo con una cierta atenuación debida a la absorción por el cerramiento.

En el caso de que la fuente no emita por igual en todas direcciones, la expresión anterior se vería afectada por un factor de direccionalidad para cada dirección, es decir,

$$I = \frac{W}{4\pi r^2} Q$$

en donde $Q$ es el factor de direccionalidad o relación entre la intensidad propagada en una dirección determinada y la intensidad que sería propagada, en esa misma dirección, por una fuente omnidireccional de la misma potencia.

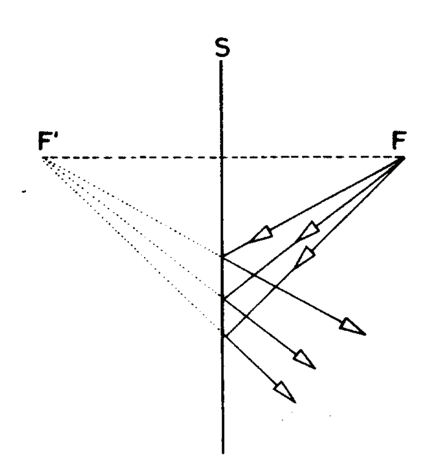



**Figura 6.4:** Reflexión sobre una superficie plana.

Aplicando las leyes de la reflexión se construyen los rayos, de tal forma que todos los reflejados por una superficie plana, parecen provenir de la imagen de la fuente por ese plano, figura 6.4. Esta propiedad da lugar a la división del tratamiento geométrico en dos métodos distintos: el método de rayos, ya descrito, o el método

de imágenes, que sustituye el efecto de cada superficie plana por la imagen, que de la fuente se obtiene por dicho plano.

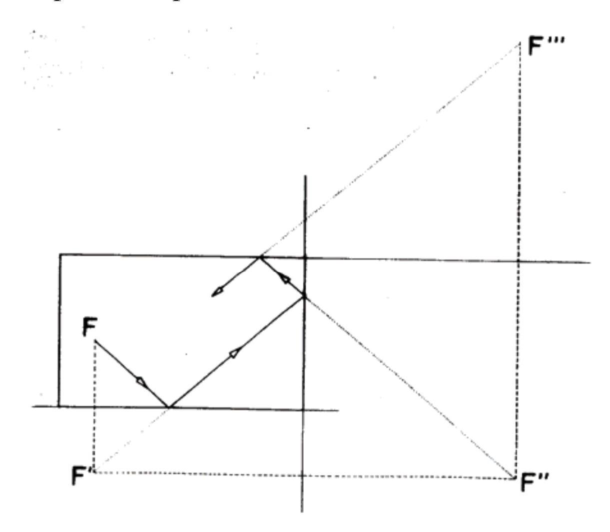



**Figura 6.5:** Recorrido de un rayo sonoro en una sala rectangular.

Este segundo método es más práctico en el caso de cerramientos planos y considerando sólo pocas reflexiones, ya que al aumentar el número de reflexiones aumenta considerablemente el número de imágenes, llegándolo a hacer inviable. En la figura 6.5 se representan las tres primeras reflexiones de un rayo en un espacio plano rectangular, y en la siguiente, figura 6.6, cómo aumenta el número de imágenes de la fuente, a medida que aumenta el número de reflexiones.

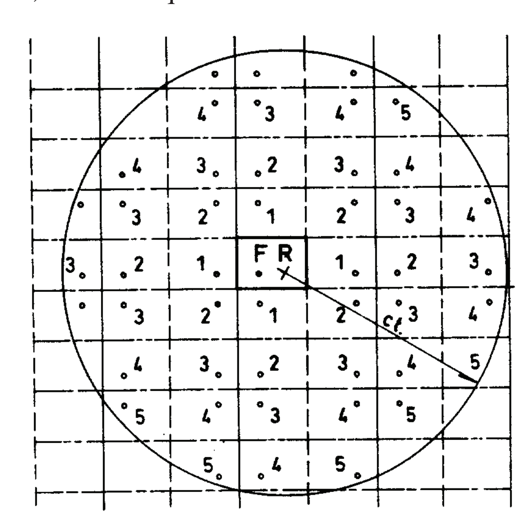



**Figura 6.6:** Imágenes de la fuente, en una sala rectangular.

Aplicando el método geométrico se pueden resolver problemas tales como: focalizaciones, ecos, diseño para buen sonido directo y diseño para el adecuado sonido reflejado, los cuales se analizan a continuación.

## *6.3 Focalizaciones.*

Se pasa a estudiar cómo reflejan el sonido diversas superficies, según sus características geométricas. Ya se ha visto cómo refleja el sonido una superficie plana en la figura 6.4.

En la figura 6.7 se representan tres casos de distribución de rayos reflejados por las paredes laterales en salas con distintas configuraciones de las mismas. En a) las paredes laterales son paralelas, mientras que en b) y c) no lo son, siendo en b) divergentes y en c) convergentes, vistas desde la fuente. Como puede observarse, en la configuración a) los rayos reflejados alcanzan a la mitad de la sala, en el caso b) se dirigen al fondo de la misma, reforzando la zona con más débil sonido directo, mientras que en c) los rayos reflejados se distribuyen más uniformemente por toda la sala.

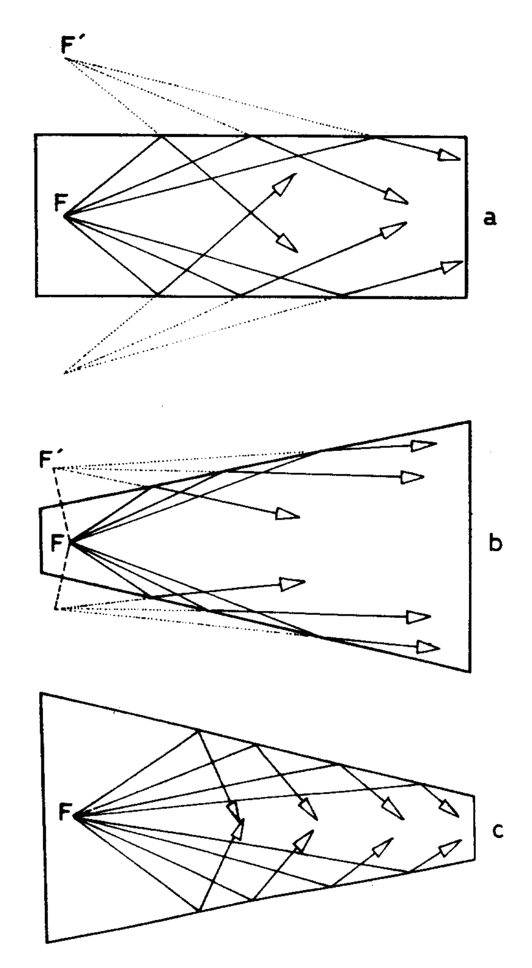


**Figura 6.7:** Primera reflexión de las paredes laterales de una sala.

La reflexión sobre una superficie curva se construye, considerando en cada punto la superficie tangente a la misma. Así sobre una superficie esférica se reflejan los rayos según lo representado en la figura 6.8. En el caso de que el rayo sea normal a la superficie, se refleja según su misma dirección.

Si el foco sonoro está sobre la superficie, o muy cerca, los rayos que parten de él se reflejan sucesivamente en distintos puntos de la misma, y así, aquellos cuyo recorrido coincida con el lado de uno de los infinitos polígonos regulares inscribibles en ella, el rayo volverá después de un número de reflexiones al punto de partida.

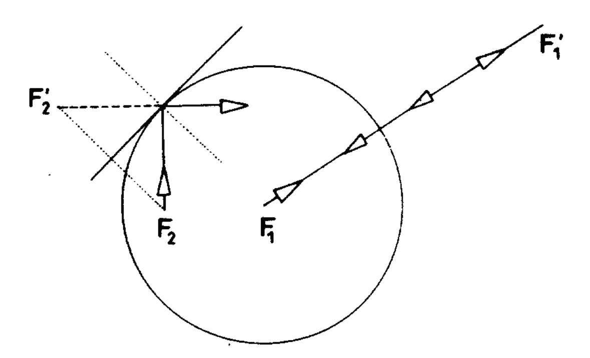



**Figura 6.8:** Reflexión sobre una superficie curva.

En la figura 6.9 se puede apreciar las reflexiones sucesivas que componen una línea triángulo, cuadrado, hexágono etc., podría seguirse indefinidamente hasta llegar a la misma circunferencia. Esto demuestra el fenómeno observado en superficies de tipo cilíndrico o esférico, que emitiendo un sonido muy cerca de la superficie es captado en puntos muy distantes *A* al de emisión, pero situados sobre dicha superficie, mientras que en el centro *O* no se percibe el sonido (cuando las distancias son suficientemente grandes para que el sonido entre *O* y *F* se extinga). En este efecto se basan las galerías del susurro, como la famosa galería anular de St. Paul´s Cathedral en Londres.

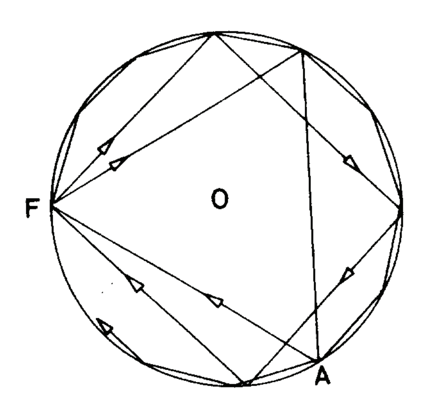



**Figura 6.9:** Recorrido de los rayos sonoros en un anillo perimetral en una sala circular.

Otra propiedad de las superficies cóncavas es la existencia de focos conjugados, de tal forma, que emitiendo sonido en uno de ellos las reflexiones se focalizan en el otro.

En el caso de una elipse, figura 6.10, sus focos son puntos conjugados de forma que los rayos emitidos por $F$ concurren en $F'$ y viceversa. Así un débil sonido emitido en $F$ es perfectamente percibido en $F'$ no siéndolo en otros puntos.

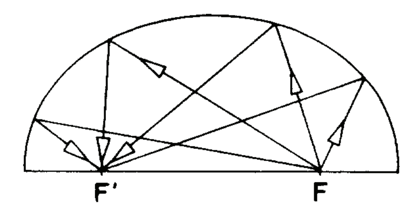



**Figura 6.10:** Focalización producida por una elipse.

Análogamente, en la parábola todo rayo que parte del foco es reflejado paralelamente al eje y todo rayo que incide en la parábola, paralelo al eje, se refleja pasando por el foco (figura 6.11).

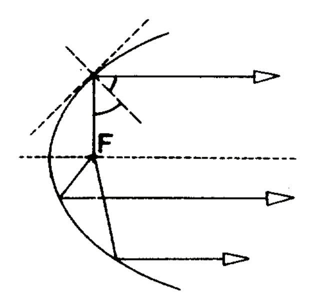



**Figura 6.11:** Focalización producida por una parábola.

Los ejemplos anteriores manifiestan el fenómeno de concentración que supone toda superficie cóncava. Luego las superficies cóncavas focalizan el sonido, pudiendo ocasionar graves defectos en la homogeneidad acústica de una sala, por lo tanto, en general, se evitará su uso.

Del mismo modo, las superficies convexas (figura 6.12) implican una dispersión o difusión sonora. La corrección de una superficie cóncava, que origine focalizaciones no deseadas, se realizará recubriéndose de material absorbente o de superficies convexas (figura 6.13). Así para evitar una concentración en $F'$ se puede superponer, a esa superficie cóncava, formas convexas que dirigirán las reflexiones en todas direcciones.

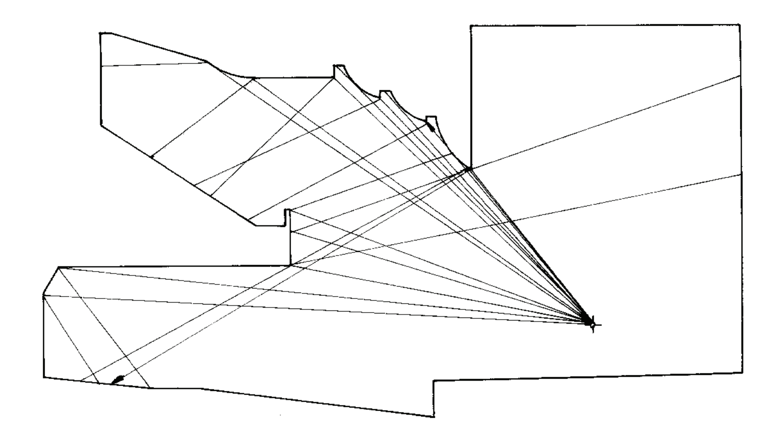


**Figura 6.12:** Dispersión producida por una superficie convexa. Estudio acústico del Teatro Rialto. Valencia.

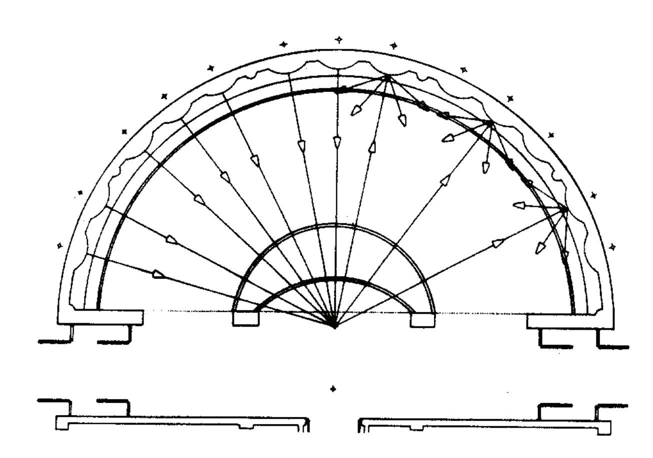


**Figura 6.13:** Corrección de una focalización, mediante la superposición de formas convexas. Estudio acústico de la Casa de la Música. Tavernes de Valldigna.

Un techo abovedado también concentrará sus reflexiones de forma no conveniente si la altura es del orden del radio de la bóveda (figura 6.14 a). Si el radio es mayor del doble de la altura, la reflexión del techo deja de ser perjudicial, ya que el sonido converge todo por igual a la zona del público (figura 6.14 c). Si el radio es

menor que la mitad de la altura la concentración se produce a altura suficiente para no perturbar la audición (figura 6.14 d).

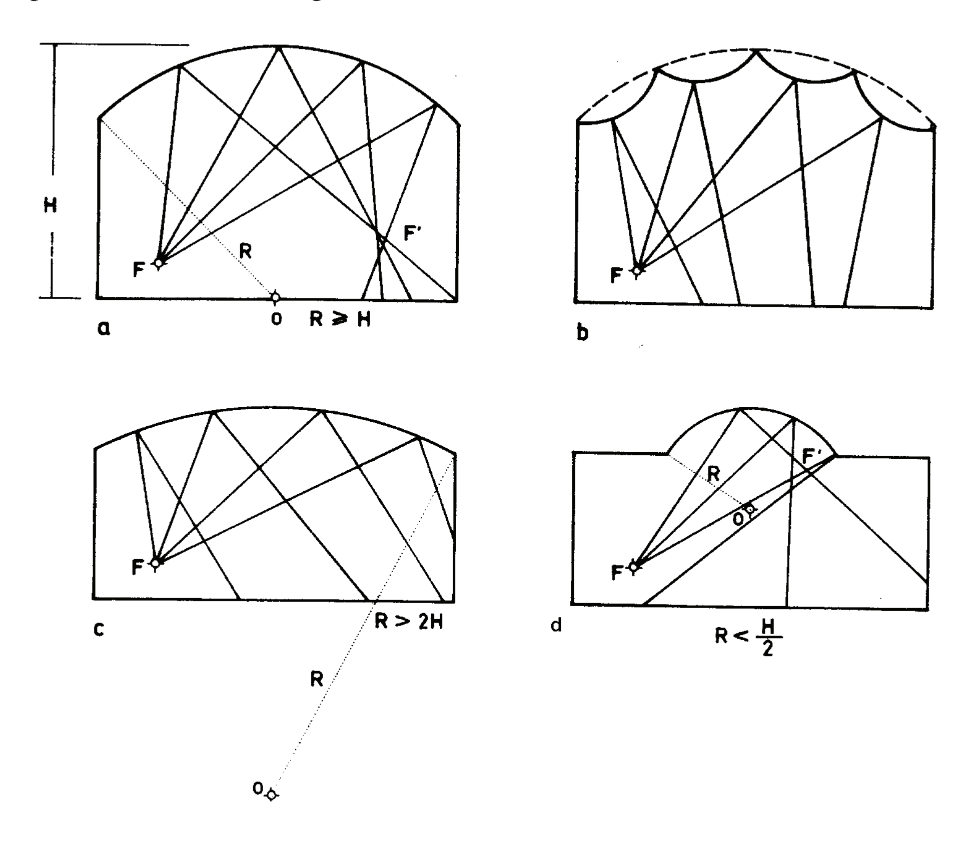



**Figura 6.14:** Reflexión de un techo abovedado.

# *6.4 Estudio del eco.*

Ya se ha visto que se produce este fenómeno cuando una señal acústica emitida por una fuente es percibida por un receptor como dos o más señales desfasadas.

El sistema auditivo humano tiene un tiempo de respuesta medio de unos 50 *ms*. Es decir dos señales acústicas que llegan con un desfase temporal inferior a 50 *ms*, se perciben como una señal única. Luego, éste será el límite en el tiempo para que un sonido reflejado se una al directo o se perciba como eco. Teniendo en cuenta que la velocidad de propagación del sonido en el aire es de 340 *m/s* resulta:

$$\Delta\ell = c \cdot t = 340 \cdot 50 \cdot 10^{-3} = 17\ \text{m}$$

que corresponde a la diferencia de camino acústico entre dos señales consecutivas a partir de la cual se perciben como distintas, produciéndose eco. En consecuencia, si la diferencia de recorridos entre el sonido directo y el reflejado es mayor de $17\ m$, el sonido reflejado llegará cuando ya finalizó la impresión sonora del sonido directo, percibiéndose entonces dos sonidos distintos, que es la sensación de eco. El sonido reflejado contribuirá a la reverberación, cuando dentro del tiempo de persistencia del sonido directo en el oído, llegue el reflejado, superponiéndose ambos en una audición más prolongada.

Este límite en el tiempo ($50\ ms$) depende también de la intensidad y dirección de las reflexiones respecto al sonido directo, no siendo tampoco un límite brusco. En cualquier caso este límite temporal se tomará como medida de seguridad respecto a la posibilidad de existencia de eco.

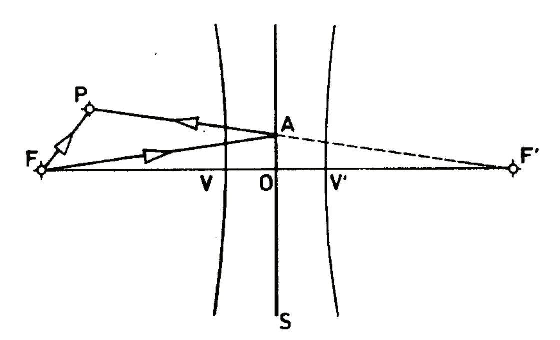


**Figura 6.15:** Hipérbola límite.

En general, la forma de tratar el eco en una sala es actuando sobre las superficies de la misma que puedan producirlo en algunas de sus zonas, haciéndolas más absorbentes de modo que las reflexiones que produzcan sean suficientemente débiles para no ser audibles, eliminándose así la audición del eco. Habrá que estudiar, por tanto, qué superficies dentro de la sala pueden producir eco.

Sea $S$ una superficie plana de una sala, queriéndose analizar qué zona de la misma puede producir eco en algún punto de la sala.

En $P$ se producirá eco si:

$$(FA + PA) - PF > 17\, m$$
$$FA = AF'$$
$$PF' - PF > 17\, m$$

El lugar geométrico de puntos límite, cuya diferencia de distancias a $F$ y $F'$ sea igual a $17\ m$ es una hipérbola con focos en $F$ y $F'$ y vértices $V$ y $V'$ tales que:

$$FV' - FV = VV' = 17 \quad ; \qquad OV = OV' = 8{,}5\, m$$

Esta hipérbola delimita en la sala dos regiones, la interior a las dos ramas en las que $PF' - PF < 17\,m$ y por tanto no se da eco, y la exterior en la que $PF' - PF > 17\,m$ luego hay riesgo de eco.

Por tanto, la rama de la hipérbola que queda dentro de sala delimita dos regiones en ella. Una con riesgo de eco debido a las reflexiones de ese cerramiento y otra sin posibilidad de eco.

Así, para cada superficie susceptible de producir eco, se dibujará la hipérbola límite, la cual proporcionará, geométricamente, la parte de la superficie a recubrir con material absorbente para eliminar el riesgo de eco.

Por ejemplo, estudiando en una sala la pared de fondo, se dibujaría la hipérbola límite que divide la sala en dos zonas, la $A$ con riesgo de eco y la $B$ sin riesgo de eco. Cualquier reflexión de la pared de fondo hacia la zona A queda dentro del ángulo $MF'N$. Los rayos $F'M$ y $F'N$ constituyen los rayos límites, luego todas las reflexiones de la pared que llegan a la zona A, lo hacen incidiendo desde $P$ a $Q$. Esta sería la zona a recubrir de material absorbente para eliminar el riesgo de eco de esta pared.

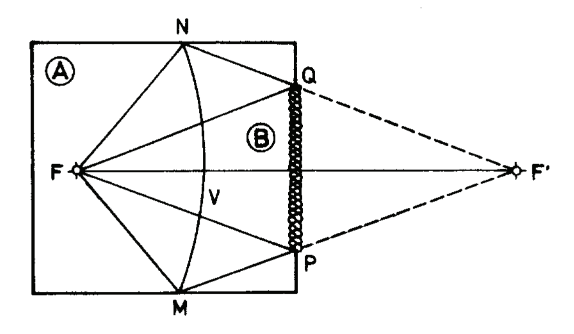



**Figura 6.16:** Estudio del riesgo de eco en una sala.

# *6.5 Diseño para un buen sonido directo.*

En el acondicionamiento acústico de una sala es fundamental aportar al auditorio la suficiente energía directa y reverberada, mediante un adecuado diseño. Las técnicas de diseño geométricas facilitan la resolución de ambas cuestiones.

Para proporcionar el adecuado sonido directo a los receptores es necesario reducir al máximo la distancia entre fuente y público.

En la figura 6.17 se representan distintas formas en planta con las distancias medias fuente-receptor. De las formas representadas se observa que la forma trapezoidal es la que proporciona menor distancia media fuente-receptor. Hay que tener en cuenta que la forma de la sala en planta, no solo proporciona la distancia media fuente-receptor, sino que, fundamentalmente, proporciona también reflexiones que pueden ser tan útiles como el sonido directo. Luego la obtención de un buen sonido directo resulta ser un criterio entre otros para el diseño.

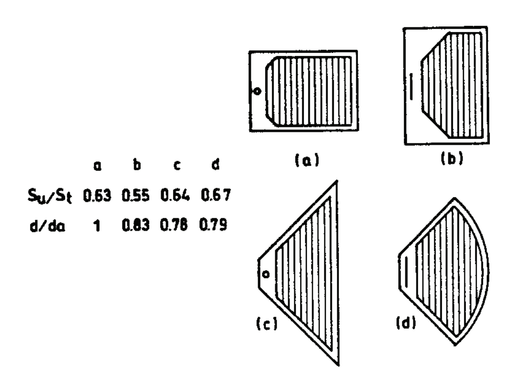



**Figura 6.17:** Diversas formas en planta y sus distancias medias fuente-receptor.

Teniendo en cuenta que el sonido que atraviesa la zona ocupada por el público se absorbe a razón de $0{,}65\,dB/m$, es fundamental pues, que el camino recorrido por el sonido directo esté libre de público, lo cual se puede conseguir inclinando el suelo. La elevación entre dos rayos visuales o entre dos filas consecutivas, debe ser del orden de $8\text{-}12\,cm$, para que el sonido directo llegue libre de las cabezas de espectadores anteriores.

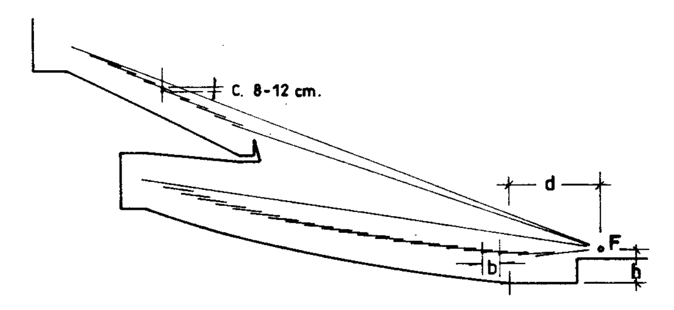



**Figura 6.18:** Inclinación del suelo de una sala de audición.

Se puede alejar el arranque de la inclinación del suelo elevando la fuente una altura $h$, tal que:

$$d = b(2{,}5h - 1)$$

siendo $d$ la distancia donde debe iniciarse la pendiente del suelo y $b$ la distancia entre dos filas consecutivas.

# *6.6 Diseño para el sonido reflejado.*

Siempre que las superficies de una sala no sean muy absorbentes el campo acústico en ella se compondrá a partir del sonido directo y del reflejado por las superficies de la misma. Mediante procedimientos geométricos es posible orientar sus superficies para que las reflexiones, (al menos en las frecuencias altas y medias) se dirijan adecuadamente. La componente reflejada del campo acústico permite obtener la necesaria sonoridad, sobre todo en aquellas zonas más alejadas de la fuente donde la componente directa es más débil.

En el caso de audición verbal la consideración principal es proveer a la audiencia de reflexiones fuertes con pequeños tiempos de retraso respecto al sonido directo. Se evitarán reflexiones tardías. Estas primeras reflexiones se consiguen con un diseño adecuado de las paredes laterales y techo de forma que cada receptor reciba el sonido directo, seguido inmediatamente de una o dos fuertes reflexiones, antes de $30\,ms.$ En la figura 6.19 se grafía un diseño conveniente de paredes laterales, para audición verbal.

Para audición musical, sin embargo, es preferible proveer al auditorio de muchas reflexiones decayendo gradualmente en intensidad a medida que se distancian más de la llegada del sonido directo. Los elementos difusores son útiles ya que dispersan el sonido en todas direcciones. En la figura 6.20 se representa un diseño que difunde el sonido.

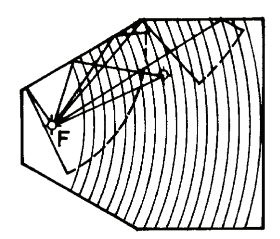



**Figura 6.19:** Paredes laterales adecuadas para una sala de audición verbal.

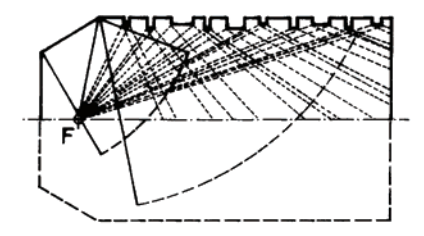



**Figura 6.20:** Paredes laterales adecuadas para una salade audición musical.

En la figura 6.21 se observa un diseño de techo, de forma que dirige sus reflexiones, por igual a toda la sala.

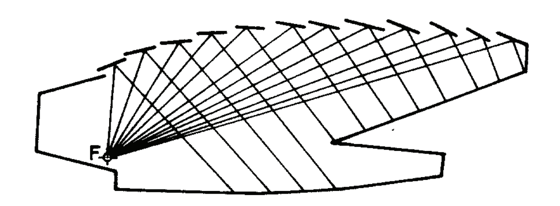



**Figura 6.21:** Equipotencialidad de las reflexiones del techo.

En la figura 6.22 se representa una conveniente disposición de planos reflectantes, que hacen converger las reflexiones sobre el plano de audición en número creciente a medida que se aumenta la distancia al foco sonoro, de tal forma, que el incremento del nivel sonoro conseguido por la superposición de reflexiones, compense la pérdida de intensidad sufrida por la distancia.

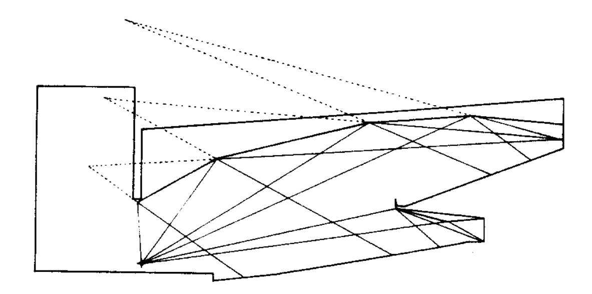


**Figura 6.22:** Dibujo de un techo que incrementa el número de reflexiones con la distancia a la fuente. Estudio acústico del auditorio de Cheste.

En la figura 6.23, a modo de ejemplo, se han estudiado ciertos aspectos del sonido reflejado en una sala mediante el trazado de rayos. En primer lugar se observa el efecto beneficioso de inclinar el techo hacia la pared del fondo evitando problemas de eco en las primeras filas y dirigiendo el sonido hacia las últimas filas de espectadores (*a*). De igual forma la zona del techo sobre la fuente se inclina para dirigir adecuadamente el sonido hacia las últimas filas, tanto de la planta como del anfiteatro (*b*). En cuanto a la planta, los planos laterales se han inclinado en la zona próxima a la fuente, para dirigir adecuadamente las reflexiones hacia el fondo del local (*c*).

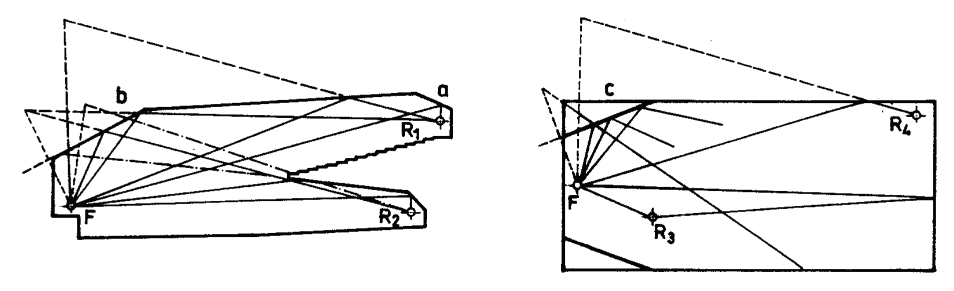



**Figura 6.23:** Refuerzo del sonido mediante reflexiones.

# Capítulo VII

# Acústica Ondulatoria

# 7.1 Introducción.

En el capítulo anterior se han establecido los principios y aplicaciones fundamentales de la Acústica Geométrica y en posteriores capítulos se establecerán los de la Acústica Estadística, así como sus rangos de aplicación y limitaciones.

Ahora bien, existen propiedades del campo acústico, asociadas al carácter ondulatorio del mismo, que no pueden ser detectadas ni cuantificadas mediante la Acústica Geométrica ni la estadística y que, sin embargo, pueden ser responsables de alteraciones y defectos en la acústica de una sala. Así, por ejemplo, la red de interferencias y la producción simultánea de ondas estacionarias, puede producir una distribución altamente heterogénea del campo de presiones acústicas en la sala, con la consiguiente pérdida de calidad acústica de la misma.

Por teoría de vibraciones se sabe que todo elemento susceptible de vibrar, al separarlo de su posición de equilibrio y dejarlo libre, vibra siempre de unas determinadas formas que corresponden a lo que se denomina sus **modos naturales de vibración**. Así, al golpear el extremo de un diapasón, éste vibra siempre con una frecuencia determinada, produciendo esta vibración una onda sonora prácticamente pura y que se percibe por un zumbido característico. Del mismo modo al separar de su posición de equilibrio una cuerda tensa de guitarra, su vibración se realiza siempre según unos determinados modos, impuestos por su geometría y las condiciones de fijación de sus extremos, tal como los grafiados en la figura 7.1 a), b), c) etc. o una combinación de los mismos. Asimismo, y por citar un objeto irregular, por ejemplo una copa de vidrio, cuando vibra de manera libre por la acción de una percusión, la vibración se realiza siempre de una forma determinada, según un modo propio o natural de vibración.

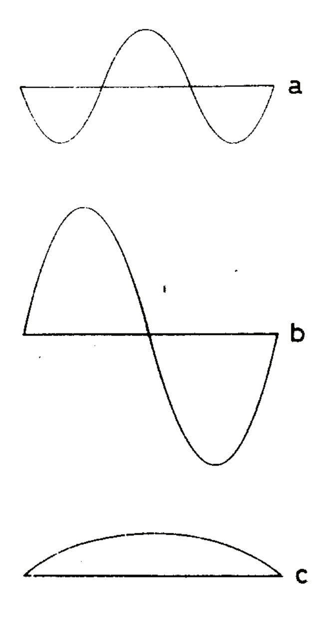


**Figura 7.1:** Los tres primeros modos de vibración de una cuerda.

Análogamente ocurre con las salas o recintos que actúan como canal de transmisión del campo acústico. estos modos naturales de vibración, llevan asociadas unas frecuencias características que se denominan **frecuencias propias de vibración** y que dependen de la naturaleza, forma y tamaño del objeto susceptible de entrar en vibración, así como de sus condiciones de contorno. Así, las frecuencias propias de

un recinto dependerán de su naturaleza, geometría, dimensiones y de las características de sus cerramientos.

# *7.2 Modos propios de vibración.*

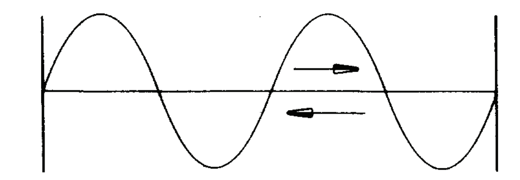


**Figura 7.2:** Onda estacionaria entre dos paredes paralelas.

Según lo visto, todas las salas, cualquiera que sea su forma, poseen unas frecuencias propias de vibración que les son características y que se explican por la formación de ondas estacionarias dentro del recinto. Cada frecuencia característica de un modo de vibración se explica por el hecho de que una onda acústica, tras un recorrido más o menos complejo por la sala, vuelve a encontrarse en su punto de partida. A este tipo de onda se la denomina **onda estacionaria**, por ser una onda que no progresa. La energía no se propaga fuera del recorrido de esa onda.

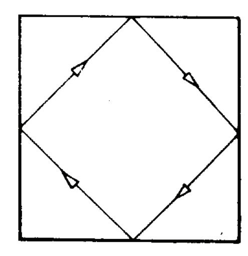


**Figura 7.3:** Onda estacionaria en una sala cuadrada.

Este fenómeno da lugar a una distribución extremadamente heterogénea de la presión acústica en la trayectoria de la onda estacionaria, ya que en él habrá puntos con presión acústica mínima (nula) en todo instante (nodos), y otros con presión máxima (vientres).

A cada frecuencia de las posibles ondas estacionarias que se forman en un recinto corresponde una frecuencia característica de un modo propio o natural de vibración del local.

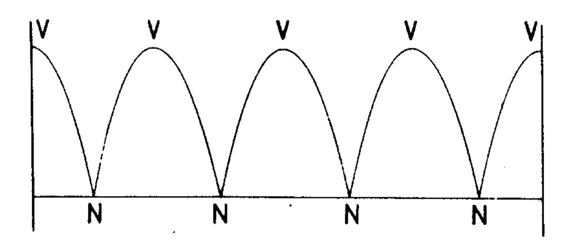



**Figura 7.4:** Nodos y vientres en una onda estacionaria entre dos paredes rígidas paralelas.

# *7.3 Fenómenos de resonancia.*

Antes de entrar en el estudio del fenómeno de resonancia en recintos describiremos el mismo en un ejemplo sencillo.

Consideremos dos diapasones idénticos que inicialmente están en equilibrio. Si mediante una percusión uno de ellos entra en vibración, al aproximarse al otro (que está en equilibrio) lo pondrá también en vibración. Si los diapasones fueran de distintas características (frecuencias propias distintas) el diapasón segundo no entraría en vibración.

En el caso de los dos diapasones iguales, la frecuencia del campo acústico producido por la vibración del primer diapasón, coincide con la frecuencia propia del segundo, el cual empieza a vibrar de manera que esta vibración es reforzada por el campo acústico que la produce. En este caso el segundo diapasón ha entrado en resonancia con el primero.

Las resonancias se explican por el hecho de que cualquier objeto susceptible de vibrar lo hace, como hemos visto, siempre según unas frecuencias determinadas, denominadas frecuencias propias. Si el mismo objeto se le hace vibrar mediante una fuerza senoidal, con una frecuencia igual a la suya propia, se producirá una correlación de fase entre su movimiento natural y el inducido por la fuerza, aumentando así, la amplitud de la vibración. Si la frecuencia de la fuerza y la propia son distintas, la correlación de fase no existirá y por tanto no se reforzará la vibración del modo propio.

Pues bien, en un recinto cerrado o sala, cuando en su interior un foco sonoro produce un campo acústico, puede ocurrir este fenómeno de **resonancia**, debido a la coincidencia de las frecuencias del campo acústico emitido en la sala, con las frecuencias correspondientes a los modos propios de vibración de la misma. El fenómeno de resonancia consiste pues, en la excitación de los modos de resonancia propios del local produciéndose ondas estacionarias en distintas direcciones y a distintas frecuencias.

Una vez puesta en acción la fuente sonora estos modos quedan pues excitados y se ponen a vibrar cada vez con mayor amplitud, dado que la fuente les suministra sin cesar cierta cantidad de energía complementaria, hasta el momento en que se establece un equilibrio entre la energía que reciben y la que pierden por absorciones.

El resto de frecuencias emitidas por la fuente, que no cumplen las condiciones de resonancia, desaparecen tras cierto número de reflexiones, sin haber experimentado un refuerzo sistemático, como ocurre en el caso precedente.

Si el punto de escucha se sitúa en un vientre de una onda estacionaria, la frecuencia de este modo estará muy reforzada, comparada con otras frecuencias recibidas. Este hecho se puede comprobar experimentalmente, observando cómo cambia la presión acústica percibida de unos puntos a otros de una sala, según que dichos puntos se sitúen sobre nodos o vientres de las ondas estacionarias.

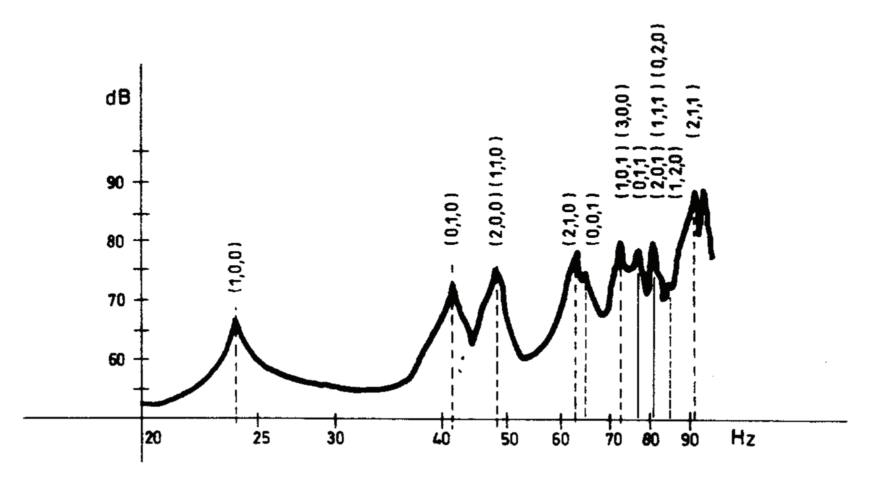



**Figura 7.5:** Nivel de presión acústica medido, en función de la frecuencia en una esquina de una sala, cuando la fuente se sitúa en la opuesta. (5,80*m* × 3,40*m* × 2,10*m*). (Knudsen).

Las frecuencias de resonancia se pueden obtener de manera experimental, del siguiente modo: si en un ángulo de una sala rectangular se sitúa una fuente que emite tonos puros de distintas frecuencias, y en el ángulo opuesto se sitúa un sonómetro (o medidor de niveles de presión acústica) y se va emitiendo frecuencias crecientes, con un nivel de presión de emisión constante, se observa que para ciertos valores de frecuencias determinados, se registra un pico de nivel tal y como se representa en la figura 7.5, de manera que a ciertas frecuencias los niveles están altamente reforzados. Esto indica, que en estos valores, la frecuencia de emisión coincide con una de las frecuencias propias de la sala, produciéndose una resonancia.

Se observa que el número de resonancias aumenta con la frecuencia, de manera que a bajas frecuencias los picos son de mayor intensidad relativa y están más separados entre sí, mientras que a altas frecuencias estos picos son más numerosos y de altura relativa menor.

Si en un instante determinado cesa de emitir la fuente, los niveles de presión decrecen rápidamente, excepto aquellos que corresponden a las frecuencias de resonancia, que lo hacen con mucha mayor lentitud (con mayor tiempo de reverberación).

Se observa también que, más allá de cierta frecuencia, el número de resonancias excitadas por una fuente de sonido puro, es suficientemente grande para que el campo acústico parezca homogéneo y difuso.

A modo de ejemplo, se van a obtener las frecuencias propias de una sala paralepipédica, con paredes rígidas.

## *7.4 Obtención de las frecuencias propias de una sala paralepipédica con paredes rígidas.*

Las frecuencias propias dependen, fundamentalmente, de la forma, tamaño del local y condiciones de contorno, mientras que el amortiguamiento y el tiempo de existencia de las mismas dependen, además, de la absorción de las superficies interiores.

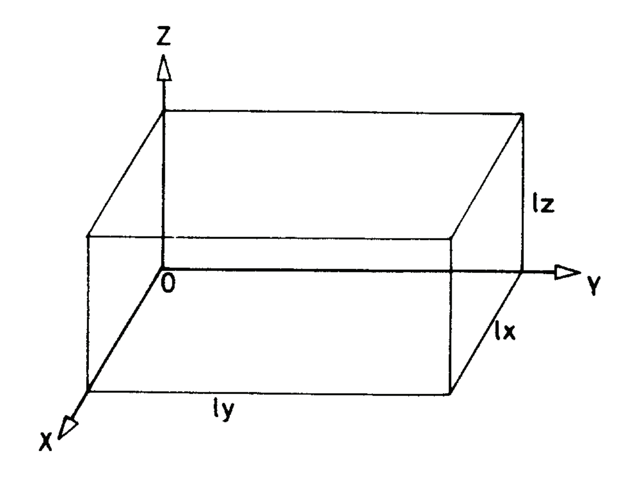



**Figura 7.6:** Sala paralepipédica con paredes rígidas.

Se pasa a calcular las frecuencias propias de una sala paralepipédica de paredes rígidas y dimensiones $\ell_x, \ell_y, \ell_z$ que representan anchura longitud y altura respectivamente y que para el cálculo posterior se hacen coincidir con los ejes *OX*, *OY* y *OZ*.

El procedimiento a seguir es:

- Se parte de la ecuación de onda en tres dimensiones, obtenida en el capítulo de Acústica Física.
- Se resuelve dicha ecuación diferencial, imponiéndole las condiciones de contorno para el caso estudiado.
- Se analizan los resultados obtenidos, deduciendo de ellos conclusiones en cuanto a las relaciones entre dimensiones, para evitar problemas acústicos debidos a resonancias.

La ecuación de la onda de presiones en tres dimensiones es:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 p}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 p}{\partial z^2}=\frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \qquad (7.1)$$

que es una ecuación diferencial homogénea, lineal, de coeficientes constantes, de variables separadas y por tanto su solución general es del tipo:

$$p(x,y,z,t)=P_1(x)\cdot P_2(y)\cdot P_3(z)\cdot T(t) \qquad (7.2)$$

de la que, además, sabemos que la dependencia con el tiempo es sinusoidal, y se puede expresar como:

$$T(t)=D\cos\omega t \qquad (7.3)$$

con lo que queda,

$$p(x,y,z,t)=P_1(x)\cdot P_2(y)\cdot P_3(z)\cdot D\cos\omega t$$

de donde,

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2}=P_2(y)\cdot P_3(z)\cdot T(t)\cdot\frac{\partial^2 P_1}{\partial x^2}$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial y^2}=P_1(x)\cdot P_3(z)\cdot T(t)\cdot\frac{\partial^2 P_2}{\partial y^2}$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial z^2}=P_1(x)\cdot P_2(y)\cdot T(t)\cdot\frac{\partial^2 P_3}{\partial z^2}$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = P_1(x) \cdot P_2(y) \cdot P_3(z) \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial t^2} = P_1(x) \cdot P_2(y) \cdot P_3(z) \cdot \left(-\omega^2 T(t)\right)$$

pero,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial t^2} = -D\omega^2 \cos\omega t = -\omega^2 T(t)$$

sustituyendo las derivadas parciales en (7.1), se obtiene:

$$\frac{\partial^2 P_1}{\partial x^2} \cdot P_2(y) \cdot P_3(z) \cdot T(t) + \frac{\partial^2 P_2}{\partial y^2} \cdot P_1(x) \cdot P_3(z) \cdot T(t) + \frac{\partial^2 P_3}{\partial z^2} \cdot P_1(x) \cdot P_2(y) \cdot T(t) =$$

$$= \frac{\omega^2}{c^2} T(t) \cdot P_1(x) \cdot P_2(y) \cdot P_3(z)$$

luego dividiendo por $P_1(x) \cdot P_2(y) \cdot P_3(z) \cdot T(t)$ queda:

$$\frac{\partial^2 P_1}{\partial x^2} \cdot \frac{1}{P_1(x)} + \frac{\partial^2 P_2}{\partial y^2} \cdot \frac{1}{P_2(y)} + \frac{\partial^2 P_3}{\partial z^2} \cdot \frac{1}{P_3(z)} = -\frac{\omega^2}{c^2} = -k^2 \qquad (7.4)$$

donde $k = \omega/c$, es el número de onda.

Como en la ecuación (7.4) cada sumando del primer miembro depende únicamente de una de las variables, $x, y, z,$ y la suma de los mismos es constante $(-k^2)$, la única posible solución es la que obliga a los tres sumandos a ser constantes y así, para satisfacer la ecuación (7.4) se debe cumplir:

$$\frac{\partial^2 P_1}{\partial x^2} \cdot \frac{1}{P_1} = -k_x^2 \qquad \frac{\partial^2 P_2}{\partial y^2} \cdot \frac{1}{P_2} = -k_y^2 \qquad \frac{\partial^2 P_3}{\partial z^2} \cdot \frac{1}{P_3} = -k_z^2$$

siendo,

$$k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 = k^2$$

o sea,

$$\frac{\partial^2 P_1}{\partial x^2} + k_x^2 P_1(x) = 0 \qquad \frac{\partial^2 P_2}{\partial y^2} + k_y^2 P_2(y) = 0 \qquad \frac{\partial^2 P_3}{\partial z^2} + k_z^2 P_3(z) = 0 \qquad (7.5)$$

que son tres ecuaciones diferenciales de segundo orden, lineales de coeficientes constantes y homogéneas cuya solución general es del tipo:

$$\begin{aligned} P_1(x) &= A_1 \cos(k_x\, x) + B_1 \operatorname{sen}(k_x\, x) \\ P_2(y) &= A_2 \cos(k_y\, y) + B_2 \operatorname{sen}(k_y\, y) \\ P_3(z) &= A_3 \cos(k_z\, z) + B_3 \operatorname{sen}(k_z\, z) \end{aligned} \tag{7.8}$$

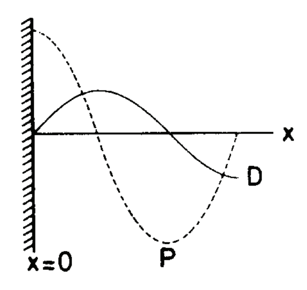



**Figura 7.7:** Condiciones de contorno para las ondas de presión y desplazamiento en una sala de paredes rígidas.

Las condiciones de contorno, para una sala de paredes rígidas, se expresan mediante el hecho de que en los puntos que están en contacto con las paredes del recinto, el desplazamiento de las partículas es nulo y por tanto es máximo en valor absoluto la presión de las partículas. Representando ambas ondas la de desplazamientos $D$ y la de presiones $p$ en los puntos del entorno de un cerramiento (figura 7.7) se observa, que en los puntos del cerramiento el desplazamiento de las partículas es nulo y la curva de presiones tiene pendiente nula.

Aplicando ésto a los dos cerramientos normales al eje $OX$ $(x=0,\ x=\ell_x)$ resulta que, en ellos, $\partial p/\partial x = 0$ siendo $p$,

$$p = P_1(x)\cdot P_2(y)\cdot P_3(z)\cdot T(t) \;;\quad \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial P_1}{\partial x} P_2(y)\cdot P_3(z)\cdot T(t)$$

y como $p(x,y,z,t)$ es máxima, deberá cumplirse que $\dfrac{\partial P_1}{\partial x} = 0$ para $x=0,\ x=\ell_x$,

y así,

$$\frac{\partial P_1}{\partial x} = -A_1\, k_x \operatorname{sen}(k_x\, x) + B_1\, k_x \cos(k_x\, x)$$

que para $x=0$ resulta:

$$\left[\frac{\partial P_1}{\partial x}\right]_{x=0} = B_1\, k_x = 0 \qquad \text{luego} \quad B_1 = 0$$

del mismo modo, para $x = \ell_x$,

$$\left.\frac{\partial P_1}{\partial x}\right|_{x=\ell_x} = -A_1\, k_x\, \mathrm{sen}\left(k_x\, \ell_x\right) = 0$$

luego,

$$k_x \cdot \ell_x = n_x\, \pi$$

siendo $n_x$ cualquier número entero,

$$k_x = \frac{n_x\, \pi}{\ell_x}$$

Aplicando las otras condiciones de contorno,

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad para \begin{bmatrix} y=0 \\ y=\ell_y \end{matrix} \qquad \frac{\partial P}{\partial z} = 0 \quad para \begin{bmatrix} z=0 \\ z=\ell_z \end{matrix}$$

se obtiene que,

$$k_x = \frac{n_x\, \pi}{\ell_x} \qquad k_y = \frac{n_y\, \pi}{\ell_y} \qquad k_z = \frac{n_z\, \pi}{\ell_z} \tag{7.7}$$

siendo $n_x$, $n_y$, $n_z$ números naturales cualesquiera.

Como $k^2 = k_x^2 + k_y^2 + k_z^2$,

$$k^2 = \frac{n_x^2\, \pi^2}{\ell_x^2} + \frac{n_y^2\, \pi^2}{\ell_y^2} + \frac{n_z^2\, \pi^2}{\ell_z^2}$$

$$k = \pi \sqrt{\left(\frac{n_x}{\ell_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{\ell_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{\ell_z}\right)^2} \tag{7.8}$$

siendo $k = \dfrac{\omega}{c} = \dfrac{2\,\pi f}{c}$ queda:

$$f=\frac{c}{2}\sqrt{\left(\frac{n_x}{\ell_x}\right)^2+\left(\frac{n_y}{\ell_y}\right)^2+\left(\frac{n_z}{\ell_z}\right)^2} \qquad (7.9)$$

fórmula que da las frecuencias propias de resonancia del local paralepipédico estudiado, sin más que ir dándole valores enteros a $n_x$, $n_y$, $n_z$.

La presión acústica originada por una de esas resonancias formada libremente, sería:

$$p=A\cos\left(\frac{n_x \pi}{\ell_x}x\right)\cos\left(\frac{n_y \pi}{\ell_y}y\right)\cos\left(\frac{n_z \pi}{\ell_z}z\right)\cos 2\pi f t \qquad (7.10)$$

siendo $A = A_1 \cdot A_2 \cdot A_3 \cdot D$, la amplitud de la onda de presiones en los vientres. Esta fórmula representa la familia de ondas estacionarias en el recinto estudiado, dando para cada terna de valores naturales $(n_x, n_y, n_z)$ una onda estacionaria tridimensional. La presión acústica se anula, en cualquier instante, para aquellos puntos en los que se anula alguno de los cosenos. Esto ocurre para todos los valores de $x$, múltiplos enteros de $\ell_x/2n_x$, e igualmente para $y$, $z$. Estos puntos, de presión acústica nula, forman tres conjuntos de planos equidistantes, llamados planos nodales, que son ortogonales entre sí. Los números $n_x$, $n_y$, y $n_z$ indican el número de planos nodales, de la correspondiente onda estacionaria, perpendiculares al eje $OX$, $OY$ y $OZ$ respectivamente. (en salas no paralepipédicas las superficies de presión nula no son planas, denominándose superficies nodales).

Todas estas resonancias pueden explicarse por recorridos de ondas planas en la sala, según la dirección de cosenos directores $(n_x/\ell_x, n_y/\ell_y, n_z/\ell_z)$.

Se pueden dar tres tipos de modos naturales de vibración a saber:

- **Modos Axiales**, que son aquellos cuya dirección de propagación es paralela a un eje. En consecuencia se producen cuando dos cosenos directores son nulos, es decir dos valores de la terna $(n_x, n_y, n_z)$ son nulos. La onda estacionaria se produce entre dos planos paralelos. La onda incidente y reflejada son normales, ambas, al cerramiento. En la figura 7.8 se representa la distribución de isóbaras correspondientes a un modo axial de vibración.

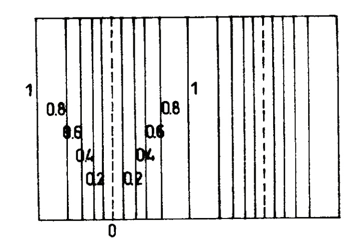
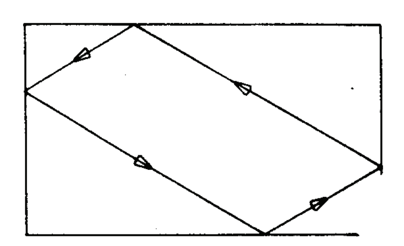



**Figura 7.8:** Isóbaras correspondientes al modo axial (2,0,0).

• **Modos Tangenciales**, son los que presentan sólo 2 componentes del vector de onda, siendo el tercero nulo. Se producen estos modos cuando la dirección de propagación de las ondas correspondientes permanece paralela al plano de uno de los cerramientos, como los representados en la figura 7.9. En las figura 7.10 y 7.11 se representan las curvas isóbaras de los modos tangenciales (1,1,0) y (3,2,0) respectivamente. Obsérvese que los puntos de máxima presión se dan en los cerramientos.



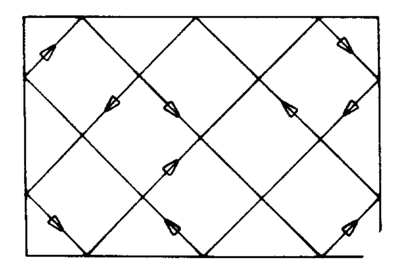


**Figura 7.9:** Ondas estacionarias en un plano horizontal, en una sala rectangular.
a) (1,1,0). b) (3,2,0).

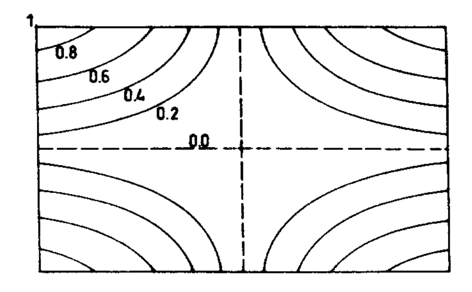



**Figura 7.10:** Isóbaras del modo tangencial (1,1,0).

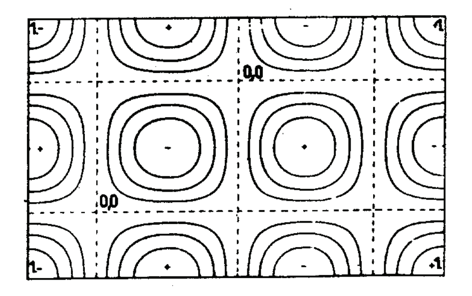



**Figura 7.11:** Isóbaras del modo tangencial (3,2,0).

• **Modos Oblicuos**, son aquellos que corresponden a valores no nulos de $n_x$, $n_y$, y $n_z$. La dirección de propagación de las ondas correspondientes no es paralela a ningún plano de los cerramientos.

Se puede tener una representación ilustrativa de la distribución, tipo y número de los modos propios de vibración, con la siguiente representación geométrica: en un sistema cartesiano de ejes $k_x$, $k_y$, $k_z$ ,

$$k_x = \frac{n_x \pi}{\ell_x}, \qquad k_y = \frac{n_y \pi}{\ell_y}, \qquad k_z = \frac{n_z \pi}{\ell_z}$$

corresponden a planos perpendiculares al eje $OX$, $OY$ y $OZ$ respectivamente. Estas tres ecuaciones representan tres conjuntos equidistantes de planos perpendiculares entre sí. Para una determinada onda, se tendrían tres planos, cuya intersección sería un punto. El vector que une el origen de coordenadas, con dicho punto, daría la dirección de propagación de la correspondiente onda estacionaria. Así, para los modos axiales, el punto se situaría en un eje de la sala, para los modos tangenciales, sobre un plano coordenado (un cerramiento) y para los modos oblicuos, en el interior de la sala (figura 7.12).

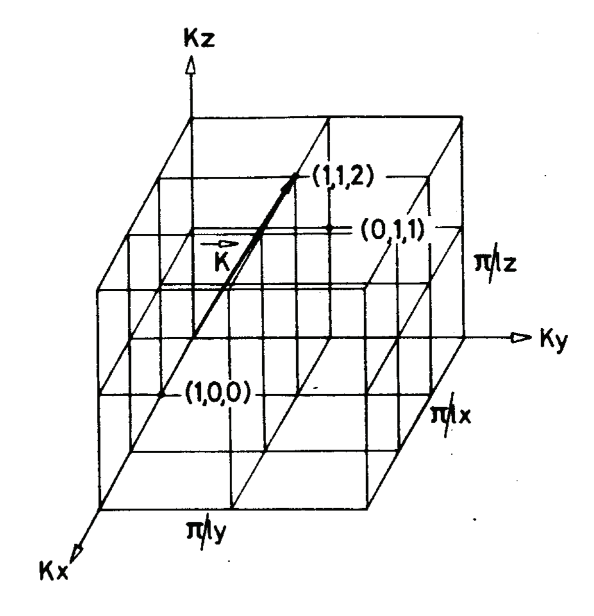



**Figura 7.12:** Vector de onda $\vec{k}$ para las frecuencias propias.

Esta representación permite la obtención del número de frecuencias propias entre la frecuencia $f = 0$ y otra cualquiera $f_0$. La ecuación,

$$k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 = k^2 = \frac{\omega^2}{c^2} = \frac{4\pi^2 f^2}{c^2}$$

representa una superficie esférica de radio el número de onda, $k$, encerrando un volumen de $4\pi k^3/3$ (del que sólo interesa $k_x \geq 0$, $k_y \geq 0$ y $k_z \geq 0$, primer octante, con un volumen de $\pi k^3/6$). El volumen de cada paralelepípedo de la figura 7.12 sería:

$$\frac{\pi^3}{\ell_x \ell_y \ell_z} = \frac{\pi^3}{V}$$

siendo $V$ el volumen de la sala. El número de posibles puntos $P$, que definen cada onda estacionaria, contenidos en la esfera de radio $k = 2\pi f_0/c$, será equivalente al número de frecuencias propias desde 0 a $f_0 = kc/2\pi$,

$$N = \frac{Vk^3}{6\pi^2} = \frac{4}{3}\pi V\left(\frac{f_0}{c}\right)^3 \qquad (7.11)$$

La densidad media de frecuencias propias o número de frecuencias propias por *Hz*, a la frecuencia $f_0$, sería:

$$\frac{dN}{df} = 4\pi V\frac{f_0^2}{c^3} \qquad (7.12)$$

En las fórmulas anteriores se comete un pequeño error. Al considerar sólo el primer octante, los puntos sobre los planos coordenados (modos tangenciales) se consideran divididos por dos y los puntos sobre los ejes (modos axiales), se considera sólo su cuarta parte, a pesar de representar frecuencias propias enteras. Su corrección lleva a,

$$N = \frac{4\pi}{3}V\left(\frac{f_0}{c}\right)^3 + \frac{\pi}{4}S\left(\frac{f_0}{c}\right)^2 + \frac{1}{8}\left(\frac{f_0}{c}\right) \qquad (7.13)$$

en donde $S = 2\left(\ell_x \ell_y + \ell_y \ell_z + \ell_x \ell_z\right)$ y $\ell = 4\left(\ell_x + \ell_y + \ell_z\right)$.

En cualquier caso, se observa que el número de frecuencias propias, aumenta con la frecuencia $f_0$ (realmente con $f_0^3$), de modo que a bajas frecuencias se forman menos ondas estacionarias, mientras que a altas se forman más. Por lo tanto, a altas frecuencias se suavizan las heterogeneidades de la distribución de la presión acústica con la frecuencia, pues existen múltiples modos de resonancia.

Por otra parte, a medida que aumenta el volumen de la sala, aumenta también el número de frecuencias propias por *Hz*.

De todo lo anterior se deduce que los fenómenos de resonancia son realmente graves a bajas frecuencias y en salas pequeñas. Se ha observado, que a partir de una frecuencia, dependiente del volumen y tiempo de reverberación de una sala, el número de modos excitados es tal, que el campo acústico parece homogéneo y difuso. Por debajo de ella, los modos se espacian más y se perciben subjetivamente, dando lugar a un campo acústico con heterogeneidades. Dicha frecuencia se calcula según:

$$f = \left( \frac{c^3\, t_r}{8{,}8 \pi V} \right)^{1/2}$$

en donde $t_r$ es el tiempo de reverberación, que será objeto de estudio en el Capítulo IX.

## *7.5 Conclusiones de diseño.*

Ya se ha visto que los modos de resonancia de un local pueden ocasionar problemas acústicos, sobre todo en salas pequeñas a bajas frecuencias, pues en ellas se producen modos propios de vibración a frecuencias bastante espaciadas. El problema deja de tener importancia en las altas frecuencias, donde los modos excitados son muchos y barren casi todas las frecuencias.

Para evitar los problemas acústicos asociados a los modos de resonancia de una sala, se evitarán formas de salas excesivamente regulares, así como grandes planos y superficies paralelas reflectantes. Las dimensiones de las salas se elegirán de forma que no haya entre ellas relaciones aritméticas simples. Las simetrías, así como las relaciones sencillas entre las dimensiones de una sala, favorecen el que una frecuencia corresponda a diversos modos propios, viéndose más reforzada, aumentando así las irregularidades en el campo acústico.

La bibliografía clásica recomienda que:

a) Para **salas de pequeñas dimensiones** las proporciones entre sus dimensiones sean aproximadamente:

$$\frac{h}{1} = \frac{b}{\sqrt[3]{2}} = \frac{\ell}{\sqrt[3]{4}}$$

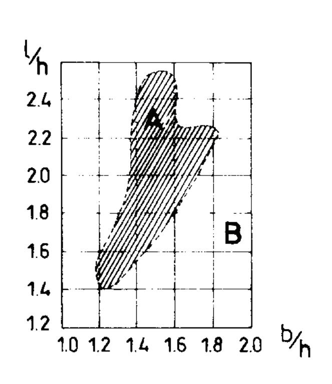
b) Para **salas mayores**, la proporción será:

$$\frac{h}{2} = \frac{b}{3} = \frac{\ell}{5}$$

Estudios realizados en 1974 por Pujolle comprobaron que las proporciones óptimas para una distribución regular de frecuencias propias son:

- Para el caso a) $\frac{h}{1} = \frac{b}{1{,}202} = \frac{\ell}{1{,}435}$

- Para el caso b) $\frac{h}{1} = \frac{b}{1{,}404} = \frac{\ell}{1{,}863}$



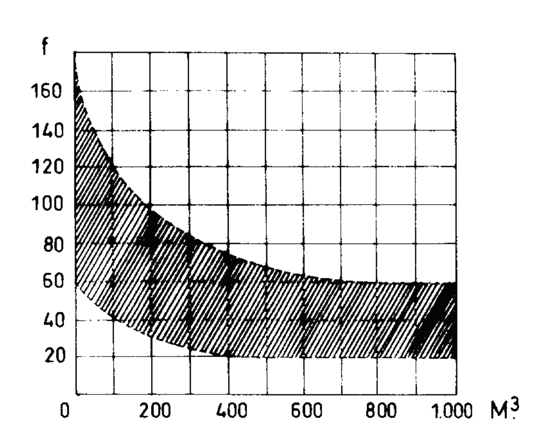




**Figura 7.13:** Proporciones para evitar fenómenos de resonancias aisladas. (Diagrama de Bolt).

Realmente las proporciones pueden variar en un margen relativo respecto a las dadas y así en el gráfico de la figura 7.13 se delimitan dos zonas, la zona *A* cuyas proporciones aseguran una distribución uniforme de modos propios y la zona *B* cuyas proporciones dan una distribución no favorable de frecuencias propias. La gráfica inferior da el campo de validez de utilización de la gráfica superior, en función del volumen de la sala y de las frecuencias de sonido a emitir en la misma.

# Capítulo VIII

# Absorción Acústica

# 8.1 Introducción.

En el planteamiento general del acondicionamiento acústico, por el que una sala no es más que el canal de transmisión de un mensaje sonoro del emisor al receptor, desempeña un papel importante el tiempo de persistencia del sonido en la misma (tiempo de reverberación como se verá en el capítulo siguiente), así como los fenómenos de resonancia y la posible existencia de eco. Todos estos fenómenos presentan una característica en común y es que para su corrección, una de las posibilidades (en ocasiones la única), es la absorción de energía acústica en las reflexiones por parte de los elementos presentes en el recinto en cuestión.

En acústica de salas, la absorción acústica se usa, pues, para controlar el tiempo de reverberación, eliminar ecos y modos de resonancia no deseables y ayuda a obtener un correcto balance entre energías directa y reverberada, según el tipo de audición. La absorción acústica es también útil para el control de ruidos, bajando el nivel de ruido de fondo dentro de un recinto.

# 8.2 Principio de funcionamiento de los materiales absorbentes.

Si como absorción se entiende el fenómeno por el cual los elementos del canal de transmisión absorben energía acústica de la total emitida por la fuente, el planteamiento general podría ser el siguiente:

Cuando una onda progresiva alcanza un elemento cualquiera situado en su recorrido, parte de la onda se refleja y parte de la misma se absorbe, de tal forma que la energía total que incide sobre el material $E_i$, en general, se reparte entre una cantidad $E_r$, que refleja la superficie del mismo en contacto con la onda y una cantidad $E_a$, que absorbe dicha superficie. En definitiva, esta cantidad, $E_a$, es la energía que no vuelve al canal de transmisión.

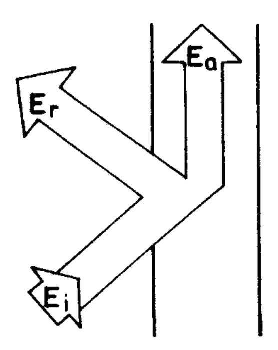



**Figura 8.1:** Esquema del reparto de energía en la reflexión.

La cantidad de energía absorbida depende del tipo de material, su forma, espesor y método de montaje, es decir, del proceso de absorción que se realice, así como también del ángulo de incidencia y frecuencia de la onda acústica correspondiente, como se verá a continuación. El coeficiente de absorción de un determinado material, con su forma, espesor y método de montaje correspondiente, se define como la razón entre la energía absorbida y la energía incidente.

Veamos cómo puede absorberse esta cantidad de energía $E_a$.

En primer lugar, es importante hacer una clasificación según que la energía absorbida $E_a$ se transforme en energía calorífica o de deformación o en energía mecánica.

En efecto, una forma de absorber energía acústica de un campo, es introducir en él un elemento que sea capaz de adquirir una **energía mecánica** en base a la energía acústica del campo. Este es el caso de placas vibrantes y resonadores que se tratará posteriormente.

Otra forma, que suele ser la más común, es mediante el uso de sustancias absorbentes del sonido. Estas sustancias producen un amortiguamiento de las ondas sonoras al pasar éstas a su través, mediante la transformación de la energía sonora (energía cinética de las partículas del medio) en **energía calorífica**.

Ahora bien estas sustancias pueden absorber de dos formas:

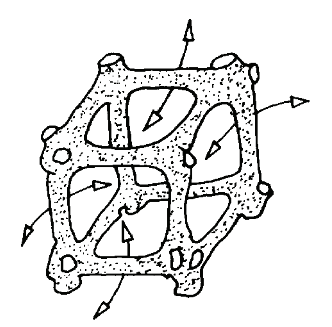
a) En **sustancias homogéneas y blandas** la onda de presión provoca deformaciones en la superficie de separación de las mismas con el aire en la sala, dichas deformaciones se transmiten a lo largo de la sustancia absorbente. Estas deformaciones requieren cierta energía para producirse, energía que es tomada de la onda acústica que, en definitiva, es la causa de las mismas. Aquí, la causa de las deformaciones y en último término de la absorción, es la presión sobre la superficie originada por la onda acústica.

b) En **materiales porosos o fibrosos** de poro abierto, al incidir la onda acústica sobre ellos, se refleja una porción muy pequeña. Las partículas del aire que penetran en el material, a través de sus canales, siguen vibrando y en esta vibración se produce un rozamiento con las paredes de estos poros o canales, lo que produce una pérdida de energía cinética de las partículas, por transformación en energía calorífica desarrollada en el rozamiento. Pero para que ésto ocurra, debe existir una velocidad relativa entre las partículas del aire en movimiento y las paredes de los canales. A mayor rigidez de la estructura del material mayor será

la velocidad relativa y por tanto se producirá mayor rozamiento y así mayor será la absorción obtenida por este mecanismo. Si la estructura del material es flexible se produce menor rozamiento y menor pérdida por calor, ya que las paredes de los canales entrarán también en vibración, en este caso se producirá una pérdida por transformación de energía acústica en mecánica, al moverse las paredes de los poros.

El mecanismo de absorción en ambos casos es distinto, en el primero interesa que la resistencia que ofrece el material a la propagación de la onda sea grande, es decir, su impedancia debe ser alta para que, al no permitir el paso de la onda a su través, se produzca la deformación. Precisamente para facilitar esta deformación es para lo que se requiere que el material no sea rígido.

En el segundo caso, como las partículas del aire han de penetrar en su interior, para que se produzca una fricción contra paredes de los poros, la impedancia debe ser muy baja para permitir que una gran parte de la onda se transmita a su interior, ya que allí donde se produce la pérdida de energía y por tanto la absorción.




Entrando en el estudio más detallado de los materiales porosos, la práctica muestra que, para conseguir valores de absorción del orden del 99%, la distancia de la capa de material poroso a una pared rígida, debe ser aproximadamente igual a $\lambda/4$ (siendo $\lambda$ la longitud de onda del sonido a absorber), lo cual conlleva a que este mecanismo de absorción va a ser factible para las frecuencias medias y altas y no así para las bajas, donde la distancia requerida sería irrealizable, y habría que recurrir a otros procedimientos (membranas y resonadores etc.).

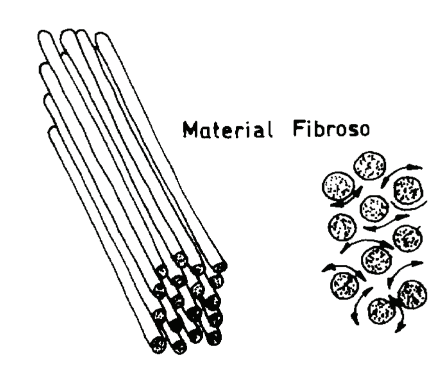



**Figura 8.2:** Principio de absorción de los materiales porosos.

La distancia adecuada de la capa absorbente a una pared rígida, se justifica en base a los principios de funcionamiento de la absorción acústica por transformación

en calor. Es evidente que el máximo efecto de absorción se dará cuando el material de estructura de poro abierto se sitúe en las zonas o regiones donde la velocidad de las partículas sea mayor, ya que la energía disipada por rozamiento es energía cinética, por tanto proporcional al cuadrado de la velocidad relativa entre las partículas del aire y la de las paredes de los poros (a las que, en principio, se les supone de estructura rígida y velocidad nula).

Para conocer los puntos de mayor velocidad se debe recurrir a la onda de velocidades del campo acústico y buscar los máximos de esta onda.

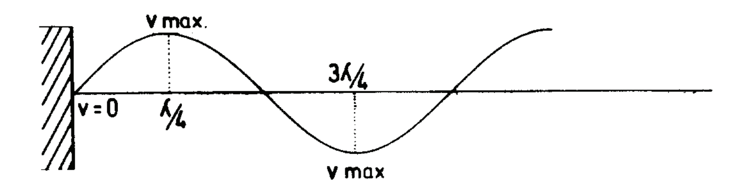



**Figura 8.3:** Onda de velocidades en las proximidades de un cerramiento rígido.

Así por ejemplo, en el supuesto de incidencia normal sobre una pared plana de una onda sinusoidal pura, una de las condiciones de contorno del campo acústico (solución de la ecuación de la onda de presiones) es que los puntos de medio en contacto con la superficie de un material rígido tienen componente normal de la velocidad nula. En consecuencia se produciría un máximo de velocidad a $\lambda/4$, $3\lambda/4$, $5\lambda/4$, etc., de la pared rígida tal y como se indica en la figura 8.3.

Ello conduce a que la capa de absorbente de poro abierto se debe colocar de tal forma que englobe, al menos, un máximo de velocidad, para conseguir un efecto de absorción significativo.

De modo que, si se quiere una máxima absorción para una onda pura de frecuencia $f$, la distancia de la pared a la que debe estar el material absorbente es:

$$\lambda = \frac{340}{f}$$

$$d = \frac{\lambda}{4} = \frac{340}{4f} = \frac{85}{f} m$$

Todo ello, conduce a que este tipo de materiales tengan una colocación óptima para cada frecuencia a absorber.

Evidentemente, el mismo efecto, o mayor, se obtiene colocándolo a una distancia suficiente para que un máximo de velocidad, en cualquier frecuencia, esté incluido en él, pero ésto no siempre es factible.

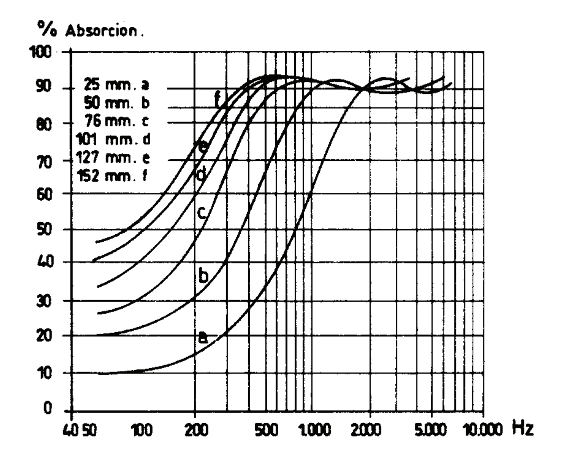



**Figura 8.4:** Variación de la absorción de un material poroso de distintos espesores, en función de la frecuencia. (K.B. Ginn, M. Sc. B & K).

Para utilizar adecuadamente un material poroso hay que buscar una solución de compromiso entre su espesor y su porosidad. Cuanto más poroso sea, mayor debe ser su espesor, pues de lo contrario la onda no pierde prácticamente energía mientras lo atraviesa. En general, el coeficiente de absorción de un material poroso aumenta con la frecuencia. En la figura 8.4 se grafía la influencia del espesor del material en la absorción; se observa que fundamentalmente en la zona de bajas frecuencias a absorber, es donde se consigue una mejora apreciable con el aumento de espesor.

También se ha visto que la absorción que se produce depende de la distancia de colocación del mismo a una pared rígida. En caso de capas delgadas, la curva que da la absorción en función de la frecuencia es la dada en la figura 8.5, para una separación de 9 *cm* de la pared rígida. (frecuencia de máxima absorción 1.000 *Hz*).

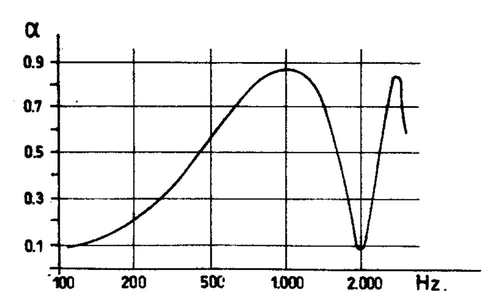



**Figura 8.5:** Variación del coeficiente de absorción de un material poroso montado a 9 *cm* de una pared rígida. (K.B. Ginn, M. Sc. B & K).

La colocación de estos materiales adosados a la pared rígida es la más desfavorable respecto a la absorción de bajas frecuencias. Es fundamental, en estos absorbentes, que en su limpieza y conservación no se cierren los poros superficiales, ya que ello dificultaría o impediría la realización del mecanismo de absorción.

# *8.3 Membranas.*

En el mecanismo de absorción por transformación de la energía del campo acústico en energía mecánica, el principio de funcionamiento es, como se ha visto, la puesta en movimiento o vibración, mediante la energía acústica, de una membrana u otro elemento.

En este mecanismo de absorción, la energía acústica incidente se reparte entre la energía transmitida al material (energía mecánica que lo pone en vibración) y la energía reflejada.

Se absorbe, fundamentalmente, la energía asociada a la frecuencia de la onda que coincide con la frecuencia natural de vibración de la membrana. La frecuencia propia o natural de vibración de una membrana delgada y rígida es:

$$f_0 = \frac{600}{\sqrt{md}} \qquad (8.1)$$

siendo $m$ la masa por unidad de superficie del panel, en $kg/m^2$, y $d$ la distancia entre panel y muro en *cm.*

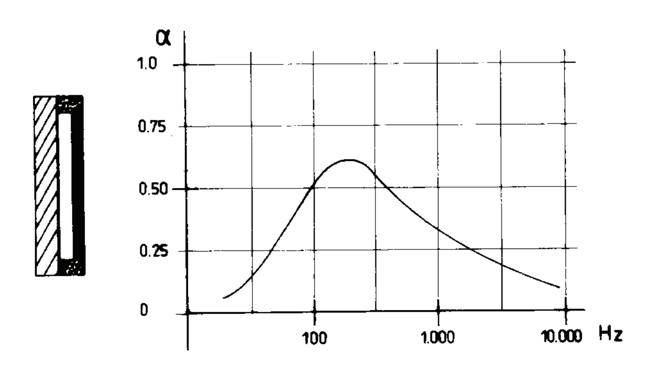



**Figura 8.6:** Variación del coeficiente de absorción de una membrana con la frecuencia. (Josse).

Estos elementos se diseñan para absorber frecuencias próximas a $f_0$. El resto de frecuencias se absorben según el proceso correspondiente a la naturaleza de la superficie del material utilizado.

La curva de variación del coeficiente de absorción con la frecuencia es del tipo de la representada en la figura 8.6.

Hay que tener en cuenta que el panel, al entrar en vibración transmite y refleja ondas sonoras, lo que impide obtener absorciones superiores al 50-60%.

# 8.4 Resonadores.

Están constituidos por recipientes cerrados de volumen $V$, sin otra comunicación con el exterior que una abertura relativamente estrecha. Cuando existe una presión acústica en la entrada del resonador, la masa $m$ contenida en el tubo sufre una serie sucesiva de contracciones y dilataciones.

El aire contenido en el volumen $V$ opone una fuerza a estos desplazamientos comportándose como un resorte (figura 8.7). La presión $p$, que actúa sobre el resonador, comunica al aire contenido en el cuello una velocidad tanto mayor cuanto más próxima es la frecuencia del sonido a su frecuencia propia de resonancia $f_0$, que vale:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{\pi R^2}{(L+1{,}6R)V}} \tag{8.2}$$

siendo $c$ la velocidad del sonido, $L$ la longitud del cuello y $R$ el radio del cuello.

El efecto de absorción es máximo a esta frecuencia $f_0$.

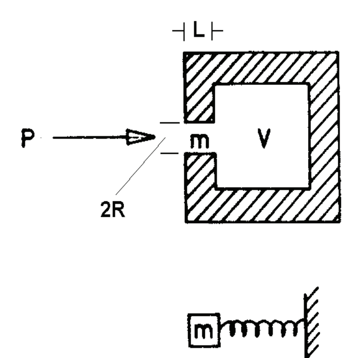



**Figura 8.7:** Esquema de funcionamiento de un resonador.

Los resonadores que se suelen utilizar están constituidos, de hecho, por placas de madera, yeso o metal perforadas que se colocan a cierta distancia de los cerramientos, comportándose como una batería de resonadores (figura 8.8).

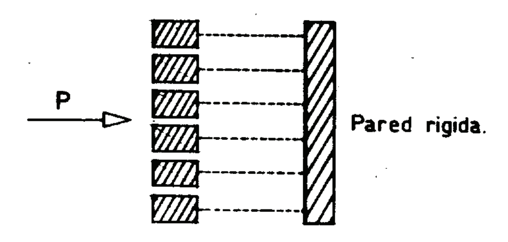



**Figura 8.8:** Paneles perforados actuando como resonadores.

La curva que da la absorción de estos dispositivos es la grafiada en la figura 8.9. Como se observa las máximas absorciones se producen en zonas muy estrechas del espectro de frecuencias. El efecto absorbente es bastante selectivo. Se puede disminuir esta selectividad instalando un material poroso absorbente entre las placas perforadas y el cerramiento.

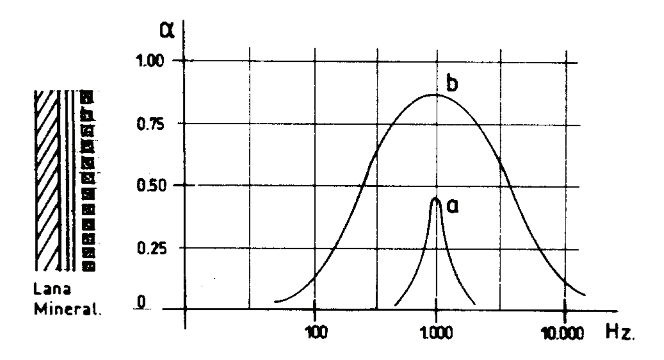



**Figura 8.9:** Variación del coeficiente de absorción de un resonador con la frecuencia. (Josse).
a) Sin lana mineral. b) Con lana mineral.

# 8.5 Coeficiente de absorción.

El coeficiente de absorción, que se define como el cociente entre la energía absorbida respecto a la incidente, depende tanto del tipo de material como de su forma de montaje, influyendo en el tipo de mecanismo de absorción que se desarrolle. Del valor mismo, obtenido en el capítulo de Acústica Física y dado por la fórmula (3.46) se desprende que éste es función de la impedancia del material, de la del aire y del ángulo de incidencia de la onda con la superficie de separación,

cosa que es cierta para una onda o pulso direccional y para dos medios de espesor infinito separados por una superficie geométrica ficticia. Pero en la práctica no se puede considerar que el espesor de un cerramiento sea infinito.

El cerramiento tendrá un cierto espesor $e$. La onda que pasa del medio 1 al 2 se transmite en el 2, choca contra la pared de fondo, se refleja parte de la misma y parte pasa al medio 3. La onda reflejada en 2 recorre nuevamente el material y emerge parte de ella el medio 1 y así sucesivamente. Se produce pues, como se observa en la figura 8.10, reflexiones sucesivas en un medio de espesor finito. Evidentemente la influencia del espesor del material es clara y así se ha visto ya en apartados anteriores.

También el efecto de absorción es función de la frecuencia de la onda incidente, ya que la absorción, en definitiva, depende o de la velocidad de las partículas o de la presión acústica y ambas crecen con la frecuencia de los sonidos.

En efecto la onda de desplazamiento es,

$$D = D_m \operatorname{sen}(kx - \omega t)$$

y las ondas incidentes de velocidad y presión son:

$$\dot{D} = -D_m\, \omega \cos(kx - \omega t)$$

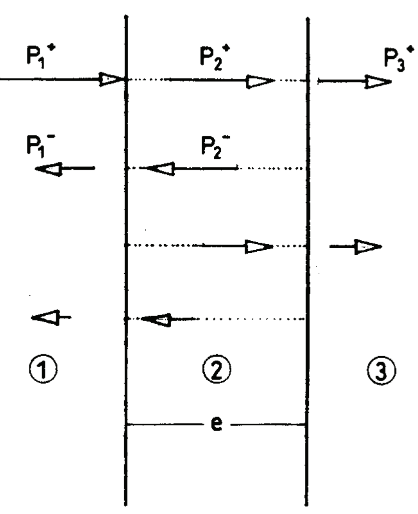



**Figura 8.10:** Reflexiones sucesivas en un medio de espesor finito.

$$p = -B\, D_m \frac{\omega}{v} \cos(kx - \omega t)\ ; \quad k = \frac{\omega}{v}$$

es decir que, tanto la amplitud de la onda de velocidades como la de presiones, aumentan con $\omega$, siendo $\omega = 2\pi f$, en consecuencia a mayor frecuencia mayor es la velocidad y la presión y por tanto aumenta el efecto absorbente.

Por todo ello se puede concluir que, en general:

a) La absorción aumenta con la frecuencia.
b) Para altas frecuencias la absorción no depende del espesor del material.
c) Para bajas frecuencias la absorción aumenta con el espesor.

En las figuras 8.11 y 8.12 se dan los diagramas de absorción de un material, tipo lana mineral, para distintos tipos de montajes, espesores, densidades y distancias a una pared rígida. En ellas se observa el efecto beneficioso de separarse de la pared rígida, sobre todo a bajas frecuencias, así como que el aumento de densidad (menor flujo de aire a su través), aumenta la absorción a altas frecuencias.

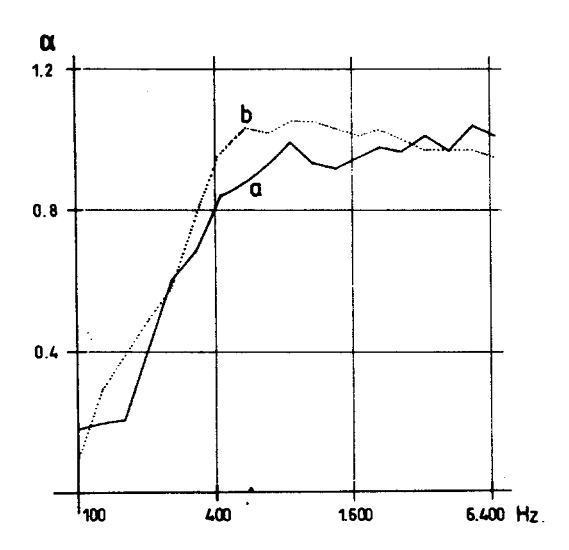



**Figura 8.11:** Coeficiente de absorción de un recubrimiento de un cerramiento de hormigón con lana mineral de 50 *mm* de espesor. (Kuttruff).
a) Densidad 40 $kg/m^3$ b) Densidad 100 $kg/m^3$.

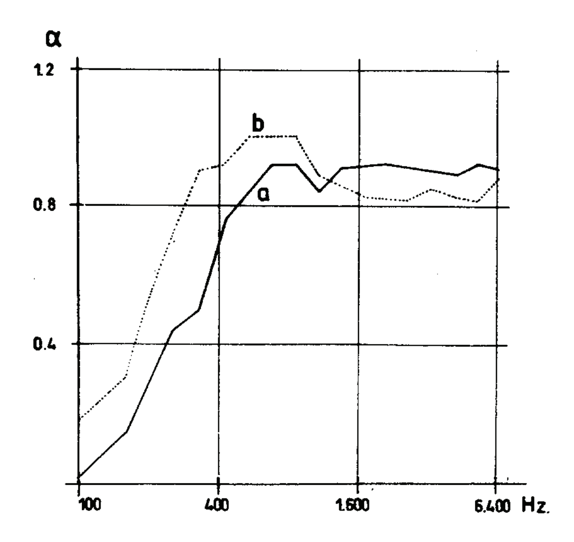



**Figura 8.12:** Coeficiente de absorción de un recubrimiento de lana mineral de 30 *mm* de espesor y densidad 46,5 $kg/m^3$. (Kuttruff).
a) Montado sobre el hormigón. b) Montado a 50 *mm* de distancia del hormigón.

La dependencia del coeficiente de absorción con la frecuencia obliga a que para cada material se conozca la curva de variación del mismo con la frecuencia, dichos valores se obtienen a partir de ensayos experimentales.

Finalmente, para soslayar, en la mayoría de los casos, la variación del coeficiente de absorción con el ángulo de incidencia, se suele obtener un coeficiente de absorción medio, de tipo estadístico, promediando la relación entre la energía absorbida e incidente para todos los ángulos de incidencia entre 0º y 90º. Es evidente que en condiciones de campo acústico difuso (intensidad proveniente de todas direcciones con igual magnitud) las discrepancias entre el coeficiente de absorción medido, con el obtenido como antes se ha indicado, deben de ser pequeñas, mientras que en condiciones de campos acústicos muy direccionales las discrepancias serán mayores.

A partir del coeficiente de absorción $\alpha$, se define la **absorción de una superficie** $S$ (capacidad absorbente de la misma, $A$) como el producto $\alpha \cdot S$, que se mide en "**SABINES**" o "metros cuadrados de ventana abierta" que es la unidad de medida de la absorción acústica.

En base a todo lo anterior, se puede establecer el **coeficiente de absorción medio** $(\overline{\alpha})$ de un local, definido como el que deberían tener todas las superficies internas del mismo para que su absorción total fuera la misma.

Así, siendo $S_1, S_2, S_3, \cdots S_n$ las áreas de las distintas superficies de un local y siendo $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \cdots \alpha_n$ sus correspondientes coeficientes de absorción, la absorción total de la sala es:

$$A = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i S_i \qquad (8.3)$$

y el coeficiente de absorción medio:

$$\overline{\alpha} = \frac{A}{S} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \alpha_i S_i}{\sum_{i=1}^{n} S_i} \qquad (8.4)$$

siendo $S$ la superficie total de los cerramientos de la sala.

Es importante señalar que la ecuación (8.4) sólo da un dato significativo de la sala, cuando $\overline{\alpha}$ es pequeño y los $\alpha_i$ toman valores similares, que es lo mismo que decir, en condiciones de campo difuso, como se verá en el capítulo posterior.

A modo de resumen y como aplicación de todo lo expuesto en este capítulo, se desprende que la intervención en una sala respecto a la absorción acústica exige que:

a) Se conozca perfectamente el espectro de frecuencias a absorber.

b) Se conozca perfectamente los coeficientes de absorción de los materiales a utilizar y su variación en función de la frecuencia.

c) Se intente resolver la absorción únicamente con materiales absorbentes superficiales, procurando mantener las condiciones de campo difuso.

d) En caso de que queden bandas por absorber, en las bajas frecuencias, recurrir a elementos de absorción selectivos como resonadores y membranas.

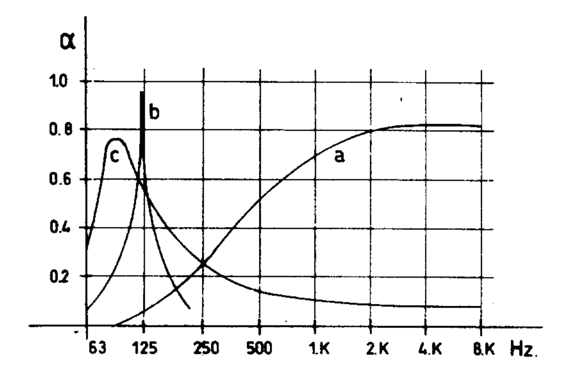



**Figura 8.13:** Absorción obtenida por los diversos mecanismos de absorción.

En la figura 8.13 se superponen las gráficas del coeficiente de absorción en función de la frecuencia, para un material poroso (a), un resonador (b) y una membrana (c). Se observa el carácter selectivo de membranas y resonadores, absorbiendo en bajas frecuencias, mientras que el material poroso absorbe a partir de una frecuencia, sobre todo en altas.

En la tabla siguiente (T.8.1) se dan los coeficientes de absorción en función de la frecuencia para algunos materiales utilizados en acondicionamiento acústico. (Extraída del manual del Instituto Eduardo Torroja, El aislamiento y acondicionamiento acústico en la edificación, de J.M. Tobio).

| MATERIAL | espesor (*cm*) | peso *kg/m*² | 125 (*Hz*) | 250 (*Hz*) | 500 (*Hz*) | 1000 (*Hz*) | 2000 (*Hz*) | 4000 (*Hz*) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Agua (Superficie piscina, por ejemplo) | | | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,02 |
| Aire (U.A.) | | | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,035 | 0,07 | 0,20 |
| Algodón, tela, colgada lisa | | 0,465 | 0,04 | 0,07 | 0,13 | 0,22 | 0,32 | 0,35 |
| Algodón, tela, fruncida a 3/4 | | 0,465 | 0,04 | 0,23 | 0,40 | 0,57 | 0,53 | 0,40 |
| Arena húmeda (225 *kg* de agua/*m*³) | 10 | | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,05 | 0,15 |
| Arena seca | 10 | | 0,15 | 0,35 | 0,40 | 0,50 | 0,55 | 0,80 |
| ASBESTOSPRAY | 1,0 | 4,3 | 0,28 | 0,23 | 0,64 | 0,78 | 0,87 | 0,64 |
| ASBESTOSPRAY | 1,5 | 6,4 | 0,31 | 0,26 | 0,81 | 0,88 | 0,90 | 0,91 |
| ASBESTOSPRAY | 2,0 | 8,6 | 0,35 | 0,31 | 0,85 | 0,91 | 0,89 | 0,91 |
| ASBESTOSPRAY | 2,5 | 10,0 | 0,44 | 0,53 | 0,86 | 0,92 | 0,95 | 0,98 |
| Butaca sencilla de madera (U.A.) | | | | 0,021 | 0,026 | 0,043 | 0,042 | |
| Butaca totalmente forrada | | | | 0,37 | 0,33 | 0,36 | 0,40 | |
| Butaca poco acolchada (U.A.) | | | 0,09 | 0,11 | 0,28 | 0,40 | 0,47 | 0,42 |
| Cartones de huevos * | | | 0,02 | 0,05 | 0,20 | 0,66 | 0,53 | 0,65 |
| Caucho, alfombra | | | 0,04 | 0,04 | 0,07 | 0,11 | 0,03 | 0,01 |
| Contrachapado de madera | | | 0,11 | | 0,12 | | 0,10 | |
| Corcho aglomerado | 5,0 | | | | 0,28 | | 0,36 | |
| Corcho, en general | 2,0 | 5,65 | 0,12 | 0,27 | 0,72 | 0,79 | 0,76 | 0,77 |
| Corcho, gránulos unidos con aglomerante | 2,5 | | 0,12 | 0,27 | 0,72 | 0,90 | 0,75 | 0,65 |
| Corcho de pavimentos, encerado y pulido | 2,0 | | 0,04 | 0,03 | 0,05 | 0,11 | 0,07 | 0,02 |
| Corcho de pavimentos, encolado | 2,0 | | 0,08 | 0,02 | 0,08 | 0,19 | 0,21 | 0,22 |
| Enlucido rugoso (guarnecido) | | | 0,025 | 0,026 | 0,06 | 0,085 | 0,043 | 0,05 |
| Espectador sala espectáculos (U.A.) | | | 0,15 | 0,23 | 0,40 | 0,56 | 0,64 | |
| Espectador sentado * | | | 0,15 | 0,21 | 0,51 | 0,67 | 0,70 | 0,75 |
| Espuma * | 10 | 15 | 0,78 | >1 | >1 | >1 | >1 | >1 |
| Espuma * | 10 | 25 | 0,81 | >1 | >1 | >1 | >1 | 0,97 |
| Espuma de poliuretano | 4 | 25 | 0,17 | 0,36 | 0,71 | 0,90 | 0,95 | 0,82 |
| Espuma de poliuretano | 4 | 25 | 0,15 | 0,42 | 0,89 | >1 | >1 | 0,82 |
| Espuma recubierta de plástico * | 10 | 25 | 0,79 | >1 | >1 | >1 | >1 | 0,75 |
| Espuma revestida con revestimiento un vinílico VESCOM * | | 0,35 | 0,19 | 0,78 | 0,93 | 0,27 | 0,11 | 0,14 |
| Estuco, superficie pulida | 1,2 | | 0,03 | | 0,04 | | 0,04 | |
| Fibra de amianto | 5,0 | | | 0,55 | 0,65 | 0,75 | 0,80 | 0,80 |
| Fibra de madera comprimida | 5,0 | 25,0 | 0,04 | 0,24 | 0,54 | 0,88 | 0,53 | 0,70 |
| Fibra de madera mineralizada | 3,8 | 19,0 | 0,10 | 0,19 | 0,40 | 0,79 | 0,55 | 0,77 |
| Fibra vegetal, estera | | | 0,08 | | 0,17 | | 0,30 | |
| Fibra de vidrio | 2,5 | | 0,13 | 0,30 | 0,52 | 0,76 | 0,79 | 0,80 |
| Fibra de vidrio | 4,0 | | 0,15 | 0,35 | 0,65 | 0,80 | 0,80 | 0,80 |
| Fibra de vidrio | 5,0 | | 0,18 | 0,55 | 0,78 | 0,82 | 0,82 | 0,81 |
| Fibra de vidrio | 6,0 | | 0,24 | 0,74 | 0,85 | 0,88 | 0,84 | 0,82 |
| Fibra de vidrio | 10,0 | | 0,43 | 0,98 | 0,90 | 0,92 | 0,88 | 0,84 |
| Filtra de vidrio afieltrada | 5,0 | 2,35 | 0,41 | 0,60 | 0,99 | 0,99 | 0,84 | 0,81 |
| Fieltro ligero | 1,2 | | 0,02 | 0,04 | 0,10 | 0,21 | 0,57 | 0,92 |
| Grava, suelo, flojo y húmedo | | | 0,25 | 0,60 | 0,65 | 0,70 | 0,75 | 0,80 |
| Hormigón, bloques | | | 0,30 | 0,45 | 0,30 | 0,25 | 0,40 | 0,25 |
| Hormigón enlucido | | | 0,004 | 0,004 | 0,005 | 0,006 | 0,008 | 0,015 |
| Hormigón normal | | | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,02 | 0,02 | 0,03 |
| Hormigón pintado | | | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,02 | 0,02 |
| ILLSONNIC * | | | 0,11 | 0,37 | 0,79 | >1 | >1 | >1 |
| Ladrillo, muro con enlucido de yeso | | | 0,013 | 0,015 | 0,02 | 0,028 | 0,04 | 0,05 |
| Ladrillo, muro visto | | | 0,024 | 0,025 | 0,032 | 0,042 | 0,05 | 0,07 |

**Tabla T.8.1:** Coeficientes de absorción para diversos materiales en función de la frecuencia. (J.M. Tobio).
* Valores obtenidos en el Laboratorio de Acústica Arquitectónica de la Universidad Politécnica de Valencia.

| MATERIAL | espesor (*cm*) | peso *kg/m*$^2$ | 125 (*Hz*) | 250 (*Hz*) | 500 (*Hz*) | 1000 (*Hz*) | 2000 (*Hz*) | 4000 (*Hz*) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ladrillo pintado | | | 0,012 | 0,014 | 0,017 | 0,02 | 0,023 | 0,025 |
| Lana de roca revestida con revestimiento vinílico VESCOM * | | | 0,18 | 0,72 | 0,90 | 0,62 | 0,23 | 0,32 |
| Lana mineral, a granel | 2,5 | | 0,06 | 0,19 | 0,39 | 0,54 | 0,60 | 0,75 |
| Lana mineral, a granel | 10 | | 0,42 | 0,66 | 0,73 | 0,74 | 0,76 | 0,80 |
| Linóleo | 0,65 | | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,02 | 0,02 | 0,03 |
| Madera barnizada | | | 0,05 | | 0,03 | | 0,03 | |
| Madera ordinaria | 2,5 | | | 0,16 | 0,13 | 0,10 | 0,06 | 0,05 |
| Mármol | | | 0,01 | 0,01 | 0,01 | | 0,02 | |
| Moqueta | 0,8 | 2,0 | 0,13 | 0,06 | 0,13 | 0,20 | 0,46 | 0,70 |
| Moqueta | 0,9 | 1,9 | 0,12 | 0,10 | 0,18 | 0,20 | 0,46 | 0,72 |
| Moqueta | 1,3 | 2,5 | 0,12 | 0,10 | 0,20 | 0,30 | 0,64 | 0,93 |
| Parquet | 1,5 | | 0,04 | 0,04 | 0,07 | 0,06 | 0,06 | 0,07 |
| Revoco, cal-arena | 2,0 | | 0,04 | 0,05 | 0,06 | 0,08 | 0,04 | 0,06 |
| Terciopelo, colgado, liso en contacto con la pared | | 0,6 | 0,05 | 0,12 | 0,35 | 0,45 | 0,38 | 0,36 |
| Terciopelo, colgado a 20 *cm* de la pared | | 0,6 | 0,80 | 0,29 | 0,44 | 0,50 | 0,40 | 0,35 |
| Terciopelo, fruncido a ½ (2 $m^2/m^2$) | | 1,2 | 0,07 | 0,31 | 0,49 | 0,81 | 0,66 | 0,54 |
| Ventana abierta | | | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 | 1,0 |
| Vidrio, láminas | 0,3-0,5 | | 0,18 | 0,06 | 0,04 | 0,03 | 0,02 | 0,02 |
| Yeso, enlucido liso | | | 0,024 | 0,027 | 0,03 | 0,037 | 0,019 | 0,034 |
| Yeso guarnecido | | | 0,02 | 0,03 | 0,04 | 0,06 | 0,06 | 0,03 |
| ACIEROID-ANTISON | | | | 0,23 | 0,33 | 0,39 | 0,34 | |
| ACOUSTEEL | 6,3 | | 0,35 | 0,71 | 0,99 | 0,90 | 0,70 | 0,55 |
| ACOUSTIFIBRE | 1,6 | 2,8 | 0,16 | 0,16 | 0,62 | 0,97 | 0,81 | 0,73 |
| ACOUSTIMETAL | 6,3 | | 0,26 | 0,62 | 0,99 | 0,99 | 0,83 | 0,59 |
| ASBESTOS-BOARD, Fibra vidrio = 5 *cm* | 5,5 | | 0,52 | 0,99 | 0,85 | 0,61 | 0,64 | 0,30 |
| CELOTEX, tipo C-2 | 1,6 | 4,0 | 0,09 | 0,26 | 0,69 | 0,86 | 0,67 | 0,62 |
| CELOTONE | 2,0 | 5,8 | 0,09 | 0,27 | 0,83 | 0,92 | 0,77 | 0,72 |
| CORKOUSTIC-PERFEX (encolado) | 2,5 | 3,4 | 0,03 | 0,12 | 0,52 | 0,62 | 0,41 | 0,46 |
| CORKOUSTIC-PERFEX (susp.mecánica) | 2,5 | 3,4 | 0,11 | 0,47 | 0,50 | 0,27 | 0,44 | 0,50 |
| CORRUTONE | 5,0 | | 0,83 | 0,85 | 0,99 | 0,99 | 0,91 | 0,54 |
| CRESTONE (encolado) | 1,6 | 4,8 | 0,15 | 0,23 | 0,69 | 0,77 | 0,78 | 0,81 |
| CRESTONE (susp. mecánica) | 1,6 | 4,8 | 0,24 | 0,55 | 0,69 | 0,67 | 0,75 | 0,77 |
| CUSHIONTONE | 1,3 | 3,85 | 0,03 | 0,14 | 0,56 | 0,82 | 0,79 | 0,59 |
| CUSHIONTONE | 2,5 | 7,7 | 0,18 | 0,39 | 0,89 | 0,97 | 0,77 | 0,60 |
| EBBTONE | 2,0 | 5,8 | 0,62 | 0,69 | 0,64 | 0,72 | 0,83 | 0,86 |
| ECHOSTOP | 3,5 | | 0,10 | 0,30 | 0,50 | 0,92 | 0,98 | 0,51 |
| EUCATEX | 1,9 | 5,1 | 0,12 | 0,25 | 0,52 | 0,65 | 0,72 | 0,93 |
| FLINTKOTE-MAS | 1,3 | 2,65 | 0,08 | 0,20 | 0,63 | 0,69 | 0,72 | 0,75 |
| GYPKLITH | 2,5 | | 0,25 | 0,45 | 0,90 | 0,70 | 0,55 | 0,75 |
| GYPROC (perforado) | | | 0,15 | 0,70 | 0,90 | 0,70 | 0,45 | 0,30 |
| GYPTONE | 2,0 | 7,3 | 0,15 | 0,35 | 0,77 | 0,80 | 0,85 | 0,85 |
| HERMESEAL | 2,4 | 5,9 | 0,30 | 0,45 | 0,50 | 0,55 | 0,65 | 0,80 |
| HOMATON | 2,0 | | 0,18 | 0,30 | 0,44 | 0,50 | 0,65 | 0,73 |
| IPOPHON | 1,0 | | 0,09 | 0,15 | 0,22 | 0,22 | 0,25 | 0,42 |
| ISOSON B-12 | 1,2 | | 0,45 | 0,55 | 0,57 | 0,60 | 0,65 | 0,75 |
| JABLITE (liso) | 2,0 | 0,4 | 0,05 | 0,15 | 0,40 | 0,35 | 0,20 | 0,20 |
| JABLITE (perforado) | 2,0 | 0,4 | 0,05 | 0,15 | 0,70 | 0,30 | 0,20 | 0,20 |
| KOMBI-DECKE | | | 0,30 | 0,43 | 0,61 | 0,62 | 0,85 | 0,66 |
| KRANFORS | | | 0,25 | 0,30 | 0,89 | 0,98 | 0,87 | 0,68 |

**Tabla T.8.1:** Coeficientes de absorción para diversos materiales en función de la frecuencia. (J.M. Tobio).
* Valores obtenidos en el Laboratorio de Acústica Arquitectónica de la Universidad Politécnica de Valencia.

| MATERIAL | | espesor (*cm*) | peso $kg/m^2$ | 125 (*Hz*) | 250 (*Hz*) | 500 (*Hz*) | 1000 (*Hz*) | 2000 (*Hz*) | 4000 (*Hz*) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| LAPIDIT | | 4,0 | | 0,12 | 0,33 | 0,60 | 0,80 | 0,92 | 0,93 |
| LANA DE ROCA ROCKWOOL | ∗ | 4,0 | 3,6 | 0,13 | 0,74 | 0,98 | 1 | >1 | >1 |
| LANA DE ROCA ROCKWOOL | | 6,0 | 1,8 | 0,17 | 0,45 | 0,93 | >1 | >1 | >1 |
| LANA DE ROCA REVESTIDA DE UNA HOJA DE ALUMINIO | ∗ | 6,0 | 1,8 | 0,22 | 0,53 | >1 | >1 | 0,73 | 0,35 |
| MINATONE (encolado) | | 2,2 | 8,4 | 0,11 | 0,35 | 0,90 | 0,93 | 0,72 | 0,53 |
| MINATONE (susp. mecánica) | | 2,2 | 8,4 | 0,43 | 0,65 | 0,92 | 0,99 | 0,91 | 0,73 |
| MINERAL-FIBER-TILE (celotex) M-2 | | 2,5 | 9,2 | 0,08 | 0,27 | 0,92 | 0,95 | 0,80 | 0,71 |
| PANELCOUSTIC | | 4,0 | 0,2 | 0,49 | 0,52 | 0,62 | 0,68 | 0,79 | 0,61 |
| PAXBOARD | | 1,3 | 4,7 | | | 0,50 | | 0,75 | |
| PAXTILES | | 2,5 | | | 0,55 | 0,75 | 0,85 | 0,80 | |
| PERFATONE | | 6,3 | | 0,55 | 0,74 | 0,89 | 0,93 | 0,79 | 0,70 |
| PERFONIT-POPULAR | | 1,4 | | 0,30 | 0,40 | 0,40 | 0,45 | 0,50 | 0,50 |
| PERFONIT-STANDARD | | 2,0 | | 0,20 | 0,50 | 0,70 | 0,85 | 0,75 | 0,65 |
| QT-DUCTLINER | | 2,5 | 6,3 | 0,44 | 0,51 | 0,74 | 0,82 | 0,87 | 0,81 |
| SILLAN | | 2,0 | 3,4 | 0,05 | 0,20 | 0,70 | 0,99 | 0,99 | 0,98 |
| SOUNDEX | | 2,9 | 11,0 | 0,15 | 0,38 | 0,58 | 0,60 | 0,59 | 0,50 |
| STEELACOUSTIC | | 3,1 | | 0,46 | 0,70 | 0,73 | 0,66 | 0,64 | 0,51 |
| TABLEX-FIBRA | | 1,2 | 2,6 | 0,15 | 0,20 | 0,30 | 0,45 | 0,53 | 0,70 |
| TENTEST | | 2,5 | | 0,15 | 0,50 | 0,60 | 0,80 | 0,75 | 0,25 |
| THISTLE-ACOUSTIC-PLASTER, ½ | | 1,3 | | 0,15 | 0,20 | 0,35 | 0,60 | 0,60 | 0,50 |
| THISTLE-ACOUSTIC-PLASTER, ¾ | | 2,0 | | 0,15 | 0,25 | 0,45 | 0,60 | 0,55 | 0,55 |
| TRAVACOUSTIC | | 2,0 | 2,4 | 0,08 | 0,23 | 0,87 | 0,89 | 0,90 | 0,85 |
| TRAVERTONE (encolado) | | 2,0 | 6,8 | 0,12 | 0,29 | 0,79 | 0,96 | 0,84 | 0,77 |
| TRAVERTONE (susp. mecánica) | | 2,0 | 6,8 | 0,63 | 0,64 | 0,74 | 0,84 | 0,91 | 0,93 |
| VIROTERM | | 2,7 | 14,0 | 0,17 | 0,25 | 0,74 | 0,60 | 0,51 | 0,72 |
| VIROTERM | | 3,8 | 17,6 | 0,15 | 0,30 | 0,90 | 0,58 | 0,90 | 0,88 |
| VIROTERM | | 5,3 | 18,7 | 0,19 | 0,44 | 0,98 | 0,52 | 0,80 | 0,94 |

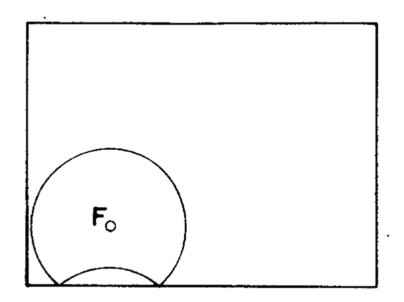
**Tabla T.8.1:** Coeficientes de absorción para diversos materiales en función de la frecuencia. (J.M. Tobio).
∗ Valores obtenidos en el Laboratorio de Acústica Arquitectónica de la Universidad Politécnica de Valencia.

# Capítulo IX

# Acústica Estadística

# 9.1 Introducción.

Cuando una fuente sonora comienza a irradiar energía acústica en un recinto cerrado, el campo acústico resultante, empieza propagándose libremente. Después de un cierto tiempo, que depende de la distancia de la fuente a los cerramientos, las ondas acústicas comienzan a sufrir reflexiones al incidir sobre los distintos cerramientos, superponiéndose las ondas incidentes con las reflejadas (figura 9.1).



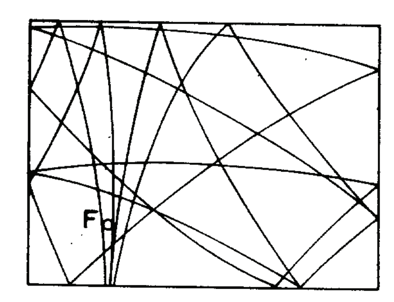




**Figura 9.1:** Superposición de ondas acústicas en un recinto cerrado.

Este proceso se va repitiendo y, evidentemente, la energía, introducida en el recinto por la fuente F, aumentaría indefinidamente si no fuera por la absorción de energía acústica por parte de las superficies del recinto y la absorción del medio y demás objetos situados en él. En el momento en que el recinto, en su conjunto, absorbe la misma energía por unidad de tiempo que la emitida por la fuente, la energía presente en la sala permanece estacionaria, alrededor de un cierto nivel. A partir de este momento la densidad de energía media en la sala permanece constante.

De igual forma, si cesa de emitir la fuente, la densidad de energía acumulada no desaparece inmediatamente. Sino que, durante un cierto intervalo de tiempo, va siendo absorbida por la sala hasta que el nivel, que en ésta existe, resulta inaudible.

A este fenómeno (persistencia del sonido en una sala después de que cesa la fuente), se le denomina **REVERBERACION**. Su importancia radica en el hecho de que los mensajes acústicos, ya sean hablados o musicales, se componen de sonidos individuales (sílabas, palabras, acordes etc.) separados en el tiempo, que al ser audibles en un recinto, durante cierto tiempo después de haber sido emitidos, se entremezclan con sonidos emitidos posteriormente. Esta persistencia del sonido (y consiguiente efecto de mezcla), es a veces beneficiosa, pues puede reforzarlo y prolongarlo (plenitud de los sonidos musicales), pero, otras veces, sin embargo, puede ser perjudicial enmascarando unos sonidos con otros (pérdida de claridad en

los sonidos hablados). Es evidente, pues, que la reverberación va a tener una influencia considerable en el comportamiento acústico de un recinto.

Representando la variación de la densidad de energía (o energía por unidad de volumen) con el tiempo (figura 9.2), desde que la fuente comienza a emitir hasta que interrumpe su emisión, e incluso durante el proceso de reverberación, se tendría:

- Un primer tramo (a), en el que la densidad de energía iría creciendo de forma gradual y continua, correspondiendo a un régimen transitorio de aumento de la densidad de energía, mientras la energía emitida por la fuente por unidad de tiempo supera a la absorbida por la sala en ese mismo tiempo.
- A partir del momento en que se igualan las energías ganadas y perdidas por unidad de tiempo por el recinto en su conjunto, se alcanza el régimen estacionario que corresponde al segundo tramo de la curva (b), en el que la densidad de energía permanece constante con el tiempo.
- En un cierto instante, $t_0$, la fuente interrumpe su emisión. Al cesar el aporte de energía acústica al recinto, la densidad de energía comienza a descender nuevamente de forma gradual y continua. En este tercer tramo (c), el recinto pierde continuamente energía debido a la absorción de la sala.

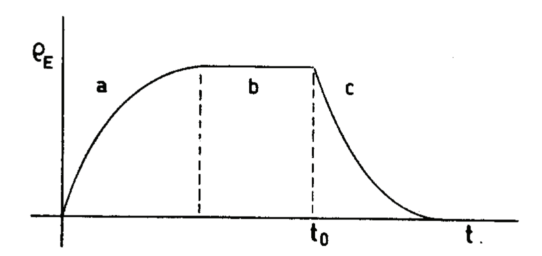



**Figura. 9.2:** Variación de la densidad de energía con el tiempo.

El fenómeno de la reverberación, desde el punto de vista de la Acústica Ondulatoria, se explica como el descenso de energía o debilitamiento de cada una de las ondas que se propagan en una sala, después de dejar de recibir el aporte sistemático de energía de la fuente sonora, tras su interrupción. Es decir, que una vez que deja de emitir la fuente, las ondas se debilitan progresivamente por la pérdida continua de energía por absorción.

El fenómeno de la reverberación, desde el punto de vista de la Acústica Geométrica se explica como la suma de múltiples rayos que llegan a un punto de un recinto, cierto tiempo después de dejar de emitir la fuente, provenientes de sucesivas reflexiones acústicas, cuyas intensidades van disminuyendo cada vez que se produce una reflexión, por absorción de energía acústica por el cerramiento.

Para evaluar la reverberación (permanencia de un gran número de ondas procedentes de diferentes reflexiones) no es suficiente, ni factible, seguir el camino individual de cada rayo (Acústica Geométrica), ni estudiar cada una de las infinitas ondas presentes en la sala (Acústica Ondulatoria), sino que es conveniente realizarlo mediante una evaluación estadística del comportamiento de la energía acústica en su conjunto (Acústica Estadística).

La teoría estadística en Acústica, basada sobre principios similares a los de la teoría cinética de gases, establece que todas las "partículas sonoras" son idénticas en tamaño y energía. Asimismo, la distribución de velocidades es de forma que la probabilidad de tener cualquier dirección es la misma, lo que confiere al conjunto de partículas sonoras una total incoherencia, sin interferencias, pudiéndose sumar energías sonoras sin tener en cuenta diferencias de fase.

## *9.2 Condiciones del campo difuso.*

Las leyes de la reverberación, según la Acústica Estadística, pueden formularse de una forma general, sólo en campos acústicos en los que todas las direcciones de propagación del sonido aporten la misma intensidad sonora, no sólo en estado estacionario sino en cualquier momento del proceso de descenso del sonido. A un campo acústico en esas condiciones se le llama **CAMPO DIFUSO** y en ellos la distribución de la energía acústica es homogénea e isótropa en cualquier instante y punto del mismo.

Reverberación y difusión están íntimamente relacionadas, de forma que a mayor difusión mayor reverberación y viceversa, como puede observarse en el siguiente ejemplo: considérese un recinto cerrado, y en su interior una fuente F irradiando energía acústica y un receptor R captándola (figura 9.3). Al receptor R le llega, en primer lugar, la onda directa, seguida de las primeras reflexiones, constituyendo un campo acústico fuertemente direccional y por tanto no difuso. A medida que avanza el tiempo va recibiendo sucesivas reflexiones, de forma que el campo acústico va progresivamente tendiendo a una mayor difusión, debido a la superposición de un gran número de ondas planas, provenientes de todas direcciones, con intensidades similares si los coeficientes de absorción de los diversos

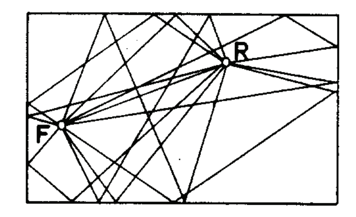
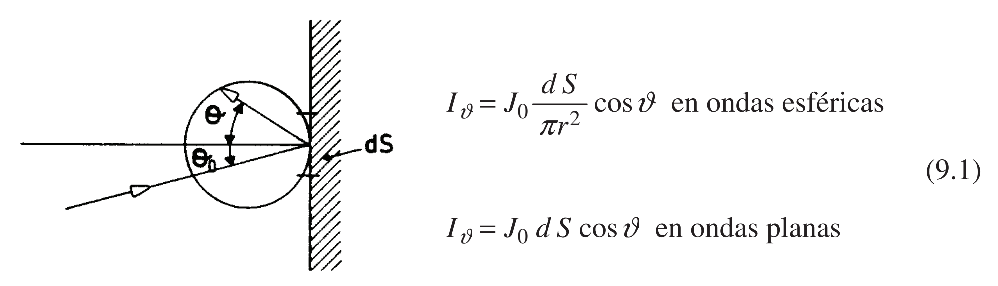


**Figura 9.3:** Formación del campo acústico en un recinto cerrado.

cerramientos son similares. A mayor duración de la reverberación, mayor es la difusión obtenida. El campo difuso llega a ser audible, si las ondas reflejadas mantienen su intensidad el tiempo suficiente. La absorción por tanto, es un factor determinante en la preponderancia o no del campo difuso en una sala.

Dentro de la hipótesis de la Acústica Geométrica, se supone que los rayos acústicos se reflejan especularmente. Esto ocurre cuando la superficie sobre la que incide la onda sonora en su propagación es plana y de dimensiones sensiblemente mayores que la longitud de onda del sonido considerado. En otro caso, la reflexión deja de ser totalmente especular para pasar, en parte, a ser **reflexión difusa**. La reflexión ideal difusa supone que la intensidad incidente se dispersa en todas direcciones siguiendo la ley de Lambert (figura 9.4).




$$I_{\vartheta} = J_0 \frac{d\,S}{\pi r^2} \cos\vartheta \quad \text{en ondas esféricas}$$

$$I_{\vartheta} = J_0\, d\,S \cos\vartheta \quad \text{en ondas planas} \qquad (9.1)$$

**Figura 9.4:** Reflexión difusa. Ley de Lambert.

siendo $J_0$ la energía total incidente por unidad de tiempo y de superficie y $\theta$ el ángulo que la dirección reflejada forma con la normal a la superficie.

Luego en este caso, cada vez que se produce un impacto con un cerramiento u obstáculo se dispersa energía en todas direcciones. Evidentemente, con reflexiones difusas, el tiempo de obtención del campo difuso sería mucho menor que con reflexiones especulares. A pesar de todo, esta condición tampoco asegura totalmente la obtención de un campo difuso, ya que una absorción irregular en las superficies, podría dar lugar a direcciones preferentes para la energía acústica, impidiendo la obtención de un campo difuso. El sonido, en una sala que lo refleja difusamente y con absorción nula, es evidentemente difuso, pero estas condiciones son puramente ideales.

Conviene, pues, valorar las expectativas de obtener un campo difuso en una sala, en función de la absorción de la misma y de la forma de reflejar la energía acústica por parte de sus cerramientos. Supóngase el caso real de un recinto con cerramientos que reflejen el sonido parcialmente de forma especular y parcialmente de forma difusa, siendo $g$, la fracción de energía que en cada reflexión se refleja especularmente y $\alpha$ el coeficiente de absorción de sus superficies. En cada reflexión,

la energía, propagándose inicialmente de forma especular, se va transformando, parcialmente, en energía difusa. El proceso inverso no ocurre nunca. Luego la energía difusa va aumentando progresivamente. Con las condiciones dadas, la fracción de energía reflejada lo hará en parte especularmente, $g(1-\alpha)$, y en parte difusamente, $(1-g)(1-\alpha)$. Repitiendo sucesivamente el proceso hasta llegar al estado estacionario, se tendría:

- Densidad de energía especular: $\rho_{EE}=\sum_{n=1}^{\infty} g^n(1-\alpha)^n \cong \frac{g(1-\alpha)}{1-g(1-\alpha)}$

- Densidad de energía total: $\rho_E=\sum_{n=1}^{\infty}(1-\alpha)^n \cong \frac{1-\alpha}{\alpha}$

- Densidad de energía difusa: $\rho_{ED}=\rho_E-\rho_{EE}$

y la fracción de energía difusa respecto a la total es:

$$\frac{\rho_{ED}}{\rho_E}=\frac{\rho_E-\rho_{EE}}{\rho_E}=1-\frac{\rho_{EE}}{\rho_E}\cong 1-\frac{\alpha g}{1-g(1-\alpha)} \tag{9.2}$$

representando la fracción de energía difusa respecto a la total en función del coeficiente de reflexión especular $g$ y para diversas absorciones (figura 9.5), se observa que sólo se obtiene un campo ideal difuso ($\rho_{EE}=0$; $\rho_E=\rho_{ED}$), independientemente del valor de la absorción, para reflexiones idealmente difusas ($g=0$). Para $g\neq 0$, y a medida que aumenta $g$ disminuyen las expectativas de obtener un campo difuso. Para $g$ constante una disminución de absorción aumenta las expectativas de obtener un campo difuso.

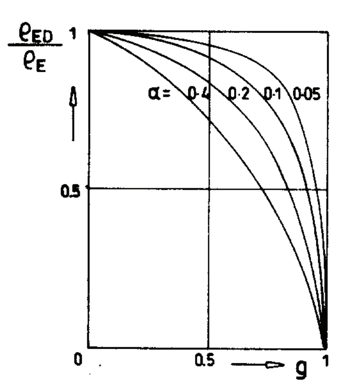


**Figura 9.5:** Fracción de la densidad de energía difusa respecto a la total, en estado estacionario, para distintos valores de absorción y difusión de los cerramientos.

Se obtiene, como conclusión, que cuanto más difusamente se refleja el sonido y cuanto menor es la absorción, mayor es la difusión obtenida.

A bajas frecuencias las expectativas de obtener un campo difuso son mayores que a altas, ya que en ellas, cualquier obstáculo resulta suficientemente pequeño para que el sonido se refleje en él de forma difusa.

## *9.3 Ascenso y descenso de la energía acústica en un recinto cerrado. Tiempo de reverberación.*

Para el análisis de una sala de audición es importante el establecimiento de unos índices que permitan evaluar la calidad acústica de la misma en su conjunto. También desde el punto de vista del arquitecto es interesante poder caracterizar la impresión general de cómo se percibe el sonido en una sala, mediante un índice, cuantificable en cualquier fase del proyecto o ejecución, y que sea relevante, al menos en aspectos fundamentales de la calidad acústica del recinto.

Dicho índice, de existir, debería ser el mismo en cualquier punto de la sala y no obteniéndose como un valor promediado, sino siendo un parámetro que no varíe sustancialmente sobre la misma. Claramente las bases teóricas para definirlo, sólo pueden ser de naturaleza estadística. Ahora bien, en Estadística, una evaluación individual puede diferir de la media, o valor probable, ya que las suposiciones o hipótesis de partida, no se cumplen siempre en el caso particular.

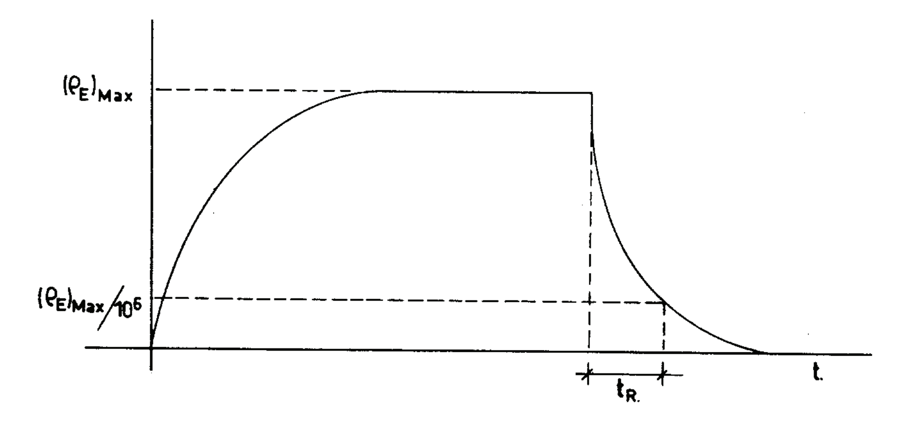



**Figura 9.6:** Definición gráfica del tiempo de reverberación.

Wallace Clement Sabine intuyó y posteriormente probó que la reverberación (o persistencia de los sonidos en una sala después de cesar la fuente) es un parámetro adecuado para evaluar la calidad acústica de una sala. Como índice de medida de esta magnitud definió el **TIEMPO DE REVERBERACIÓN** (figura 9.6) como el tiempo

requerido, después de cesar la fuente, para reducir la energía presente en la sala a la millonésima parte de su valor en régimen estacionario. Representa, pues la razón de descenso del sonido o velocidad con que se realiza el proceso, y no la duración de la reverberación que ésta sería infinita, ni la duración de la reverberación audible, que depende de la potencia de emisión de la fuente y del nivel de ruido de fondo existente.

Sabine realizó medidas experimentales del tiempo de reverberación en diversas salas, concluyendo que su valor no variaba sustancialmente sobre las mismas, y que evaluaba adecuadamente el proceso de reverberación en ellas. También dedujo una fórmula para el cálculo del tiempo de reverberación en una sala en función de su volumen y del área de absorción equivalente, para cuya obtención se necesita conocer la variación de la densidad de energía en la sala en función del tiempo.

Para ello, y como hipótesis fundamentales de la Acústica Estadística, se supone:

- Que el campo acústico es difuso, lo cual implica que la distribución del sonido en la sala es uniforme (densidad de energía constante en cualquier punto de la sala) y que su propagación es isótropa.

• Que las "partículas sonoras" son incoherentes y por tanto se pueden sumar energías. (Dada la infinidad de señales que llegan a un punto de un campo difuso es impensable suponer relaciones sencillas de fase entre ellas.

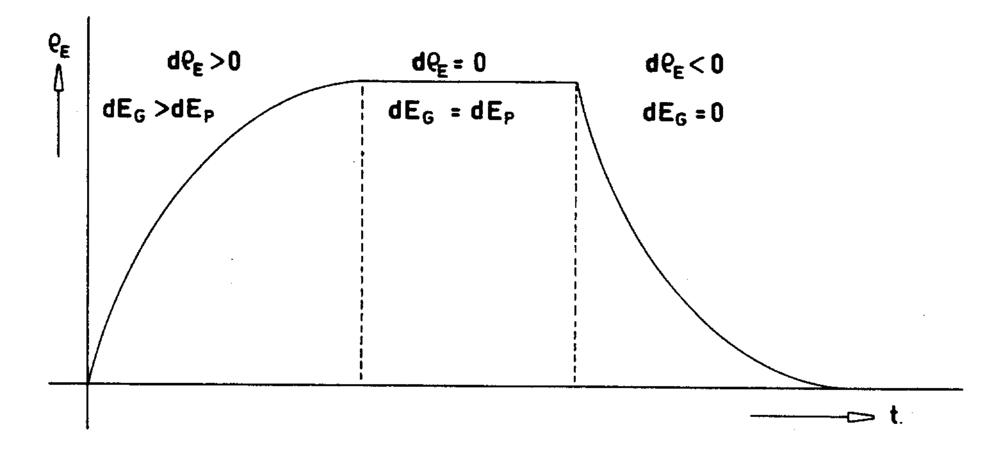



**Figura 9.7:** Regimenes transitorio y estacionario de la variación de energía acústica, con el tiempo.

Si se representa el valor de la densidad de energía acústica con respecto al tiempo, se pueden observar tres tramos (figura 9.7), a saber:

- El primero que corresponde a un régimen transitorio de aumento de la densidad de energía, que se inicia cuando comienza a emitir la fuente. La densidad de energía en un punto cualquiera de la sala se obtiene del balance energético entre las energías ganada y perdida por unidad de volumen.

$$d\rho_E = \frac{d\,E_G}{V} - \frac{d\,E_P}{V}\ ; \qquad d\rho_E > 0\ ; \qquad \frac{d\,E_G}{V} > \frac{d\,E_P}{V}$$

- El segundo (régimen estacionario) que se alcanza cuando se igualan la energía ganada y la perdida por unidad de tiempo.

$$d\rho_E = 0\ ; \qquad \rho_E = cte\ ; \qquad \frac{d\,E_G}{V} = \frac{d\,E_P}{V}$$

- El tercero, también transitorio, que corresponde al de disminución de la densidad de energía y que se inicia cuando la fuente deja de emitir.

$$d\,E_G = 0\ ; \qquad d\rho_E = -\frac{d\,E_P}{V}\ ; \qquad d\rho_E < 0$$

En todo momento, la energía acústica ganada proviene exclusivamente de la emitida por la fuente y la perdida se supone, en principio, debida exclusivamente a la absorción producida en las reflexiones sobre los cerramientos de la sala, no considerándose, de momento, la absorción del medio.

Teniendo en cuenta las hipótesis y considerando un volumen cerrado $V$ en cuyo interior emite un fuente acústica de potencia $W$, se puede obtener la energía acústica ganada, $d\,E_G$, por el conjunto de la sala durante un periodo de emisión de la fuente, $dt$:

$$d\,E_G = W\,d\,t \tag{9.3}$$

Durante este tiempo, $dt$, se produce también una pérdida gradual de energía acústica, $d\,E_P$, que va a ser calculada en base a la energía, que en ese periodo de tiempo llega a los cerramientos de la sala.

Consideremos un elemento diferencial de volumen $dV$, dentro del recinto, situado a una distancia $r$ de un elemento diferencial de superficie $dS$, sobre una superficie cualquiera de los cerramientos de la sala. Dicho elemento diferencial de volumen estará continuamente emitiendo la energía acústica contenida en él

($\rho_E\, dV$ ). De acuerdo con la hipótesis de isotropía en la emisión y propagación de energía por parte de $dV$, la parte de energía que, emitida por él, llega a $dS$ es:

$$\left(dE_R\right)_{(r,\varphi,\vartheta)} = \rho_E \frac{dV}{4\pi r^2} dS \cdot \cos\vartheta \tag{9.4}$$

Para obtener la energía que llega a $dS$, en el intervalo de tiempo $dt$, habrá que sumar la energía proveniente de todos los elementos diferenciales de volumen $dV$ cuya distancia al diferencial de superficie, $dS$, sea menor o igual que la distancia recorrida por el sonido en ese intervalo de tiempo ($c\,dt$).

$$\left(dE_R\right)_{dS} = \iiint_V \rho_E \frac{dV}{4\pi r^2} dS \cdot \cos\vartheta$$

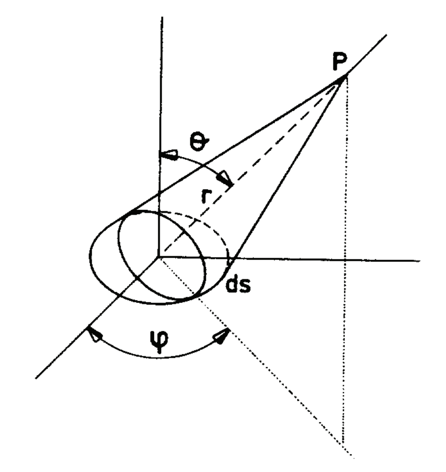



**Figura 9.8:** Energía captada por un elemento diferencial de superficie situado sobre un cerramiento de un recinto.

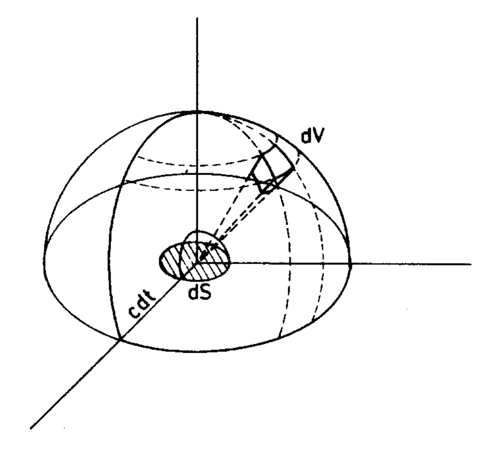



**Figura 9.9:** Volumen de la sala que contribuye al sonido recibido por *dS* durante el intervalo de tiempo *dt*.

Utilizando coordenadas esféricas y siendo la densidad de energía independiente de la posición de $dV$ (condición de campo difuso), se llega a:

$$\left(dE_R\right)_{dS} = \frac{\rho_E \cdot dS}{4\pi} \int_0^{2\pi} d\varphi \int_0^{cdt} dr \int_0^{\pi/2} \operatorname{sen}\vartheta \cos\vartheta \, d\vartheta$$

luego la energía recibida por $dS$ es:

$$\left(dE_R\right)_{dS} = \frac{\rho_E\, c}{4} dS\, dt \tag{9.5}$$

y la energía total por unidad de área que llega a $dS$ en el tiempo $dt$:

$$\frac{(dE_R)_{dS}}{dS\,dt}=\frac{\rho_E c}{4}=J \tag{9.6}$$

La energía que en el intervalo de tiempo $dt$ incide sobre todos los cerramientos, es la suma de las energías que llegan a todos los diferenciales de superficie sobre los mismos,

$$dE_R=\iint_S \frac{\rho_E c}{4} dS\,dt=\frac{c\rho_E}{4} S\,dt$$

como la densidad de energía es también constante sobre los cerramientos, se puede integrar directamente.

Considerando ahora que todos los cerramientos de la sala tienen el mismo coeficiente de absorción, $\overline{\alpha}$, en ese periodo de tiempo se habrá perdido por absorción:

$$d\,E_P=\frac{\rho_E\,c}{4} S\,\overline{\alpha}\,dt$$

como $S\cdot\overline{\alpha}=A$, la energía perdida por unidad de volumen será:

$$\frac{d\,E_P}{V}=\frac{\rho_E\,c\,A}{4V}dt \tag{9.7}$$

de aquí que la variación de la densidad de energía con el tiempo sea:

$$d\,\rho_E=\frac{W}{V}dt-\frac{A\,\rho_E\,c}{4V}dt \tag{9.8}$$

Integrando dicha ecuación diferencial de variables separables, se obtiene:

$$dt=\frac{d\,\rho_E}{\frac{W}{V}-\frac{A\,c}{4V}\rho_E}$$

$$t=-\frac{4V}{Ac}\left[Ln\left(\frac{W}{V}-\frac{Ac}{4V}\rho_E\right)-Ln\,K\right]$$

en donde:

$$\rho_E = \frac{4V}{Ac}\left(\frac{W}{V} - K e^{-\frac{Ac}{4V}t}\right)$$

ecuación que da la variación de la densidad de energía con el tiempo de emisión de la fuente. La constante $K$ se determina considerando que se empieza a contar el tiempo en el momento de empezar la emisión de energía acústica, por lo tanto para el instante inicial, o sea, para $t=0$, $\rho_E = 0$, con lo cual:

$$K = \frac{W}{V}$$

Resultando, finalmente para el proceso de ascenso del sonido:

$$\rho_E = \frac{4W}{Ac}\left(1 - e^{-\frac{Ac}{4V}t}\right) \tag{9.9}$$

que es de tipo exponencial. Se observa que el tiempo de establecimiento del régimen estacionario (densidad de energía independiente del tiempo) es teóricamente infinito y que la densidad de energía en el citado régimen es:

$$\rho_E = \frac{4W}{A\,c} \tag{9.10}$$

resultado que también se hubiera obtenido igualando la energía ganada y perdida por unidad de tiempo, es decir:

$$\frac{d\,E_G}{V} = \frac{d\,E_P}{V} \;; \qquad \frac{W}{V}dt = \frac{A\,\rho_E\,c}{4V}dt \;; \qquad \rho_E = \frac{4W}{A\,c}$$

Si una vez alcanzado el régimen estacionario, la fuente deja de emitir, la densidad de energía desciende a partir de su valor en régimen estacionario, al no recibir el aporte energético de la fuente $(W=0)$. La variación de la densidad de energía depende, ahora, exclusivamente de la absorción por parte de los cerramientos,

$$d\,\rho_E = -\frac{d\,E_P}{V} = -\frac{A\,\rho_E\,c}{4V}dt \tag{9.11}$$

integrando esta nueva ecuación diferencial de variables separables, se obtiene:

$$\frac{d\rho_E}{\rho_E} = -\frac{A\,c}{4V}dt \qquad \rho_E = K\,e^{-\frac{A\,c}{4V}t}$$

La constante $K$ se determina considerando que se empieza a contar el tiempo desde el momento en que cesa de emitir la fuente. Luego para el instante inicial la densidad de energía será la correspondiente al régimen estacionario, o sea, para $t = 0$, $\rho_E = 4W/Ac$, con lo cual,

$$K = \frac{4W}{Ac}$$

llegándose así a que:

$$\rho_E = \frac{4W}{Ac}\,e^{-\frac{A\,c}{4V}t} \qquad (9.12)$$

expresión que da la variación de la densidad de energía con el tiempo, una vez que ha cesado la emisión de la fuente. Se observa que en el proceso de la reverberación la variación de la densidad de energía es también de tipo exponencial. El tiempo de extinción o duración de la reverberación es infinito.

Por lo tanto la energía acústica, en un recinto y en condiciones de campo difuso, crece y decrece de forma exponencial, siendo ambos procesos complementarios.

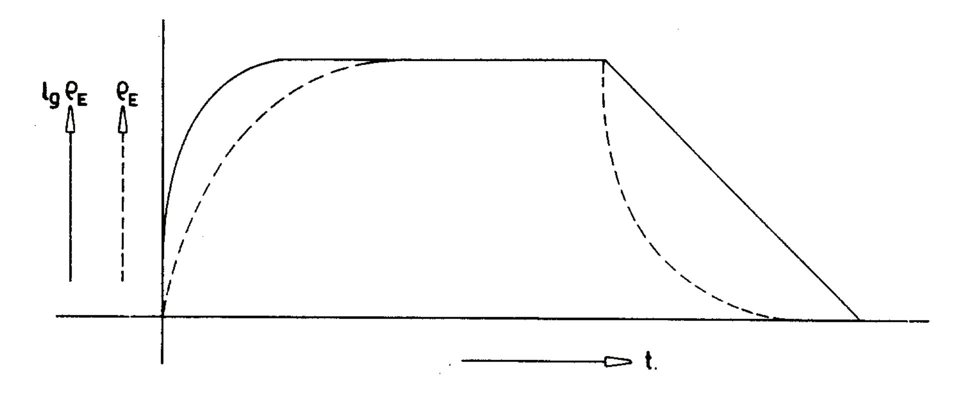



**Figura 9.10:** Procesos de ascenso y descenso del sonido en escala logarítmica.

Representando estas gráficas en escala logarítmica, pues la percepción de sonoridad se ajusta mejor al logaritmo del estímulo, se tiene la gráfica de la figura 9.10. En escala logarítmica el proceso de descenso o reverberación es lineal, representando

una percepción gradual y uniforme de pérdida de sonoridad. El ascenso no es lineal, en escala logarítmica, ni tampoco se percibe como lineal, sino que la sonoridad sube primero muy rápidamente y luego más lentamente. La escala logarítmica representa mejor la sensación de aumento y disminución de sonoridad en una sala.

Para calcular el **TIEMPO DE REVERBERACIÓN** se toma la expresión que da la variación de la densidad de energía en escala logarítmica, durante el proceso de reverberación:

$$\log\left(\rho_E \Big/ \frac{4W}{Ac}\right) = -t\frac{Ac}{4V}\log e$$

cuando la densidad de energía es $\frac{4W}{Ac}\cdot 10^{-6}$ el tiempo transcurrido es el tiempo de reverberación.

$$-6 = -t_R\frac{Ac}{4V}\log e$$

$$t_R = \frac{0{,}162\,V}{A} = \frac{0{,}162\,V}{\sum \alpha_i S_i} \qquad (9.13)$$

expresión que se conoce como fórmula del **TIEMPO DE REVERBERACIÓN** de **SABINE**.

La definición utilizada para el tiempo de reverberación en términos de densidad de energía, tiene su equivalente en términos de niveles, de forma que una reducción de la densidad de energía a la millonésima parte produce la misma reducción en el cuadrado de la presión eficaz y la diferencia de nivel es:

$$\Delta L P = 10\log\frac{10^{-6}P^2}{P^2} = -60\,dB$$

Luego el tiempo de reverberación también puede definirse, como el intervalo de tiempo necesario para reducir el nivel de presión acústica, en una sala, en 60 $dB$ respecto al nivel estacionario, desde el instante en que ha cesado de emitir la fuente.

De la fórmula del tiempo de reverberación obtenida con las hipótesis de Sabine, se desprende que este parámetro es:

- El mismo sobre cualquier punto de la sala.
- Independiente de la forma y geometría de la sala.

- Independiente de la situación de la fuente.
- Independiente, en principio, de la distribución de materiales, aunque la hipótesis de campo difuso exige homogeneidad, y poca absorción en los mismos.

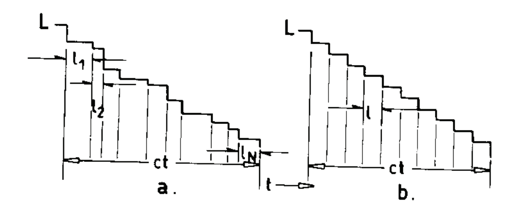
Es importante recordar que todos estos cálculos se han hecho en base a condiciones de campo difuso, lo cual implica que:

- La densidad de energía es constante sobre la sala.
- La energía que llega por unidad de superficie y tiempo a cualquier cerramiento es constante.
- Distribución isótropa y uniforme del campo acústico

Cualquier incumplimiento de estas hipótesis lleva a discordancias respecto a los resultados previstos.

# 9.4 Recorrido libre medio.

Bajo las hipótesis de la Acústica Estadística, el campo acústico se considera compuesto por un gran número de partículas de sonido, moviéndose en línea recta a la velocidad del sonido y portadoras, todas, de la misma energía. Cuando una partícula impacta con un cerramiento, pierde parte de su energía, debido a la absorción del mismo. Siguiendo el recorrido individual de cada partícula y representando la variación del logaritmo de su energía con el tiempo, se obtendría una quebrada o escalera, en la que cada peldaño representaría el proceso entre dos reflexiones consecutivas.



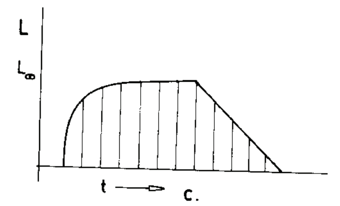




**Figura 9.11:** Pérdida de energía acústica en las reflexiones sucesivas.

En general los peldaños de esta escalera tendrían diferentes alturas (figura 9.11 a), originadas por los diferentes coeficientes de absorción de los cerramientos o por la dependencia con el ángulo de incidencia del coeficiente de absorción, y también diferentes anchuras, debido a que el tiempo transcurrido

entre dos reflexiones consecutivas es variable y dependiente de la distancia entre los dos puntos de impacto de las reflexiones consecutivas.

Los caminos individuales para el movimiento de las partículas sonoras dependen de la forma y geometría de la sala. Realizado el proceso anterior para diversas partículas, para cada una de ellas se obtendría una escalera diferente.

Sabine, en su deducción de la fórmula del tiempo de reverberación, supuso que el número de reflexiones era tal, que la disminución de energía por absorción de los cerramientos se repartía de forma gradual sobre la totalidad del trayecto de las partículas sonoras. Así se sustituía la escalera por una recta (descenso exponencial de la energía acústica), no teniendo en cuenta que la absorción se realiza, realmente a saltos. (figura 9.11 c).

En términos estadísticos, se sustituye la escalera de peldaños irregulares por una regular (figura 9.11 b), cuyos peldaños sean uniformes, con una altura constante dependiente del **coeficiente de absorción medio** $(\overline{\alpha})$ y un ancho constante igual al **tiempo medio** $(\bar{t})$ entre dos reflexiones consecutivas cualesquiera.

Dicho tiempo medio lleva asociado un **recorrido libre medio** $(\bar{l})$ entre dos reflexiones consecutivas y una **frecuencia de reflexiones** $(\overline{n})$ que se relaciona por:

$$\bar{l} = c\,\bar{t} \;; \qquad \overline{n} = \frac{1}{\bar{t}} \;; \qquad \bar{l} = \frac{c}{\overline{n}}$$

Existen dos formas diferentes de promediar estas cantidades: una como promedio temporal y otra como promedio de conjunto.

Si se observa una partícula de sonido durante un intérvalo largo de tiempo, $t$, y realiza $N$ reflexiones en el recorrido total $(c \cdot t)$, el recorrido libre medio vendrá dado por:

$$\bar{l} = \frac{c\,t}{N} = \frac{c}{\overline{n}}$$

en este caso $\bar{l}$ y $\overline{n}$ quedan definidos como promedios temporales y sus valores diferirán entre los obtenidos para unas u otras partículas. Si en cambio, se promediara $\bar{l}$ y $\overline{n}$ respecto a todas las posibles partículas de sonido, se obtendrían valores representativos del conjunto.

El cálculo del **Tiempo Medio** entre dos reflexiones consecutivas se plantea igualando la energía incidente sobre las superficies de un recinto por unidad de tiempo, obtenida anteriormente con las condiciones de campo difuso (9.5) a la misma energía incidente calculada, ahora en términos estadísticos. Dicha energía se obtiene suponiendo que toda la energía presente en el recinto sufre una reflexión al transcurrir un tiempo medio ($\bar{t}$), y por tanto incide, toda, sobre los cerramientos. Y así:

$$\frac{d\,E_R}{d\,t} = \frac{\rho_E V}{\bar{t}}$$

como en condiciones de campo difuso, la energía que incide sobre los cerramientos por unidad de tiempo es:

$$\frac{d\,E_R}{d\,t} = \frac{\rho_E\; c\; S}{4}$$

se llega a:

$$\bar{t} = \frac{4V}{c\,S} \qquad (9.14)$$

con lo que la **Frecuencia de las Reflexiones** es:

$$\bar{n} = \frac{c\,S}{4V} \qquad (9.15)$$

y el **Recorrido Libre Medio**:

$$\bar{l} = c \cdot \bar{t} = \frac{4V}{S} \qquad (9.16)$$

## *9.5 Estudio de locales mas absorbentes. Fórmula de Eyring.*

La fórmula del tiempo de reverberación de Sabine da, en ocasiones, tiempos de reverberación más altos que los reales. La hipótesis de Sabine, que la energía se pierde gradualmente y de forma proporcional al conjunto de energía que queda en el recinto, no es más que una simplificación, pues la pérdida por absorción en las reflexiones es realmente discontinua (se produce a saltos).

En caso de locales más absorbentes, mayor es la dispersión entre el tiempo de reverberación real y el previsto por Sabine. Como caso límite, una sala totalmente absorbente (campo abierto) debería tener un tiempo de reverberación nulo, y ésto no se obtiene nunca por la aplicación de la fórmula de Sabine. (Realmente se incumplen todas las condiciones de campo difuso). En la práctica se observa que cuando el coeficiente de absorción medio es superior a 0,2, con la aplicación de la fórmula de Sabine se cometen errores superiores al 10%.

Una forma de razonar que permite ampliar la validez del tiempo de reverberación a locales más absorbentes es la siguiente:

Se supone un recinto en situación de régimen estacionario, siendo $J_0$ la energía total incidente por unidad de superficie y tiempo. Se considera que todas las superficies del mismo, tienen el mismo coeficiente de absorción $(\overline{\alpha})$ y que el sonido se propaga en la sala de forma que cada tiempo medio $(\bar{t})$ se produce una reflexión.

Esta energía incidente variará en función del tiempo, perdiendo parte de ella en cada reflexión, cada tiempo medio $(\bar{t})$, de la siguiente forma:

$$\begin{array}{ll} \text{Para } t=0 & J=J_0 \\ \text{Para } t=\bar{t} & J=J_0(1-\overline{\alpha}) \\ \text{Para } t=2\bar{t} & J=J_0(1-\overline{\alpha})^2 \\ \vdots & \vdots \\ \text{Para } t=n\bar{t} & J=J_0(1-\overline{\alpha})^n \end{array}$$

Es decir que después de $n$ reflexiones su valor es:

$$J=J_0(1-\overline{\alpha})^{t/\bar{t}}$$

$$J=J_0(1-\overline{\alpha})^{tcS/4V}$$

Recordando la definición de tiempo de reverberación, y de acuerdo con la (9.6), cuando la densidad de energía se reduce a la millonésima parte de su valor estacionario el tiempo transcurrido es el tiempo de reverberación,

$$\frac{\rho}{\rho_0}=\frac{J}{J_0}=10^{-6}=(1-\overline{\alpha})^{t_R cS/4V}$$

de donde,

$$t_R=\frac{0{,}162\,V}{-S\cdot Ln(1-\overline{\alpha})} \qquad (9.17)$$

que se conoce como fórmula del **TIEMPO DE REVERBERACIÓN DE EYRING**.

Para caso de campo abierto $(\overline{\alpha}=1)$ se obtiene un tiempo de reverberación nulo, como era razonable desde el punto de vista físico.

La fórmula de Eyring se puede obtener de la de Sabine, reemplazando el coeficiente de absorción por un exponente de absorción $-\left(Ln(1-\overline{\alpha})\right)$.

Para valores de absorción pequeños:

$$-Ln(1-\overline{\alpha})=\overline{\alpha}+\frac{\overline{\alpha}^2}{2}+\frac{\overline{\alpha}^3}{2}+\cdots\cdots\cong\overline{\alpha}$$

coinciden las fórmulas de Sabine y Eyring.

## *9.6 Medida de los coeficientes de absorción por el método de Sabine. Fórmula de Millington.*

La fórmula de Sabine para el tiempo de reverberación permite evaluar áreas de absorción equivalente e incluso coeficientes de absorción, mediante medidas del tiempo de reverberación.

El procedimiento es relativamente simple, en una cámara reverberante de volumen conocido, $V$, superficie total de cerramientos, $S$, y coeficiente de absorción $(\alpha)$, constante en todos sus cerramientos, (relativamente pequeño), se mide el tiempo de reverberación a sala vacía, el cual permite conocer el área de absorción equivalente de la sala reverberante y su coeficiente constante de absorción $(\alpha)$.

$$A_0 = \frac{0{,}162\,V}{t_{R_0}} \qquad \alpha = \frac{A_0}{S}$$

Posteriormente se recubre una superficie $S_1$ de la cámara con el material a ensayar y se mide nuevamente el tiempo de reverberación.

$$t_{R_1} = \frac{0{,}162\,V}{(S - S_1)\,\alpha + S_1\,\alpha_1}$$

y de aquí se obtiene su absorción $\alpha_1$.

Con este método también se puede calcular la absorción adicional introducida por un objeto o persona en el interior de la cámara.

Si el material a ensayar es muy absorbente, la muestra no puede ser muy grande, pues se violarían las hipótesis de distribución estadística de la energía acústica. En otro caso, la muestra debe de ser lo suficientemente grande para obtener cambios sustanciales en el tiempo de reverberación, que permitan evaluar correctamente la absorción.

Para materiales de alta absorción, la experiencia ha comprobado que aplicando las fórmulas de Sabine y Eyring se pueden obtener valores de coeficientes de absorción mayores de la unidad, hecho imposible físicamente.

Esta dificultad la salva Millington, mediante un nuevo coeficiente de absorción,

$$\alpha = Ln\left(\frac{1}{1-\alpha'}\right) \quad \leftrightarrow \quad \alpha' = 1 - e^{-\alpha}$$

que introducido en la expresión de Sabine da la expresión:

$$t_R = \frac{0{,}162\,V}{\sum S_i\,Ln\left(\frac{1}{1-\alpha_i'}\right)} \qquad (9.18)$$

que asegura la imposibilidad matemática de obtener coeficientes de absorción mayores que la unidad.

A pesar de esta ventaja sobre las fórmulas de Sabine y Eyring, la de Millington presenta un inconveniente quizás mayor: si una superficie cualquiera, por pequeña que sea, tiene absorción unidad, el tiempo de reverberación se anula. Esa pequeña ventana abierta, tiene realmente poca influencia en el tiempo de reverberación, pero para el proceso seguido en la concepción de la fórmula de Millington, por dicha ventana se escapa, instantáneamente, todo el campo acústico.

## 9.7 Efecto de la absorción del aire.

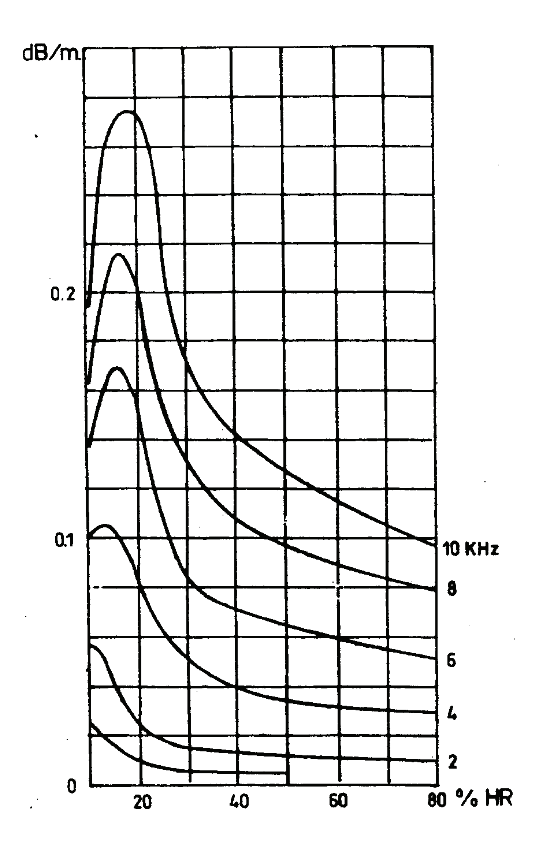



**Figura 9.12:** Atenuación del sonido en el aire a 20ºC, en función de la humedad relativa. (Josse).

Aunque la mayor parte de la pérdida de energía acústica en un recinto, se produce en las reflexiones con los cerramientos u obstáculos presentes, las pérdidas causadas por disipación durante la propagación del sonido en el aire, pueden, en determinados casos, afectar al proceso de reverberación.

En lo expuesto hasta el momento no se ha tenido en cuenta, el efecto atenuante que produce la absorción del aire sobre la energía acústica. Evidentemente, si el local es pequeño, también lo será el recorrido de las ondas y en consecuencia, esta atenuación se puede despreciar. Sin embargo, en locales grandes el efecto citado puede tener una repercusión notable. Además el coeficiente de atenuación depende de la frecuencia del sonido, de modo que para unas condiciones ambientales constantes, crece con la frecuencia (figura 9.12). El efecto puede ser importante en salas grandes a partir de 3.000 *Hz*. Cuanto más reverberante sea una sala, mayor es la influencia relativa de la absorción del aire.

Así, cuando el sonido se propaga en el aire, la presión decrece de forma exponencial con la distancia recorrida, debido a la absorción del medio, según la ley expresada en el Capítulo III, (3.29).

$$P = P_0\, e^{-\alpha_a x} \tag{9.19}$$

siendo $\alpha_a$ la constante de atenuación del sonido en el aire, que depende de la frecuencia del sonido, de la temperatura y del grado de humedad ambiente (en el Capítulo III, Tabla T.3.5, se tienen los valores tabulados de 870 $\alpha_a$) y $x$ la distancia total recorrida por el sonido en el medio desde el momento en que la presión valía $P_0$.

Siendo $c$ la velocidad del sonido en el aire, durante el tiempo $t$ el sonido habrá recorrido la distancia $x = c \cdot t$, luego dicha ecuación, en función del tiempo, queda:

$$P = P_0\, e^{-\alpha_a c t}$$

Añadiendo esta pérdida adicional de energía acústica a la debida a la absorción de los cerramientos y considerando como origen en el tiempo el inicio del proceso de reverberación, en el que la densidad de energía sería la correspondiente al estado estacionario $(\rho_0)$,

$$\rho = \rho_0\, e^{-2\alpha_a c t} \cdot e^{-(Ac/4V)t}$$

$$\rho = \rho_0\, e^{-\left(\frac{Ac}{4V} + 2\alpha_a c\right)t} \tag{9.20}$$

y por tanto el tiempo de reverberación quedaría, teniendo en cuenta la absorción del aire:

$$\log\frac{\rho}{\rho_0} = -6 = -\left(A + 8\alpha_a V\right)\frac{c\,t_R}{V}\log e$$

$$t_R = \frac{0{,}162\,V}{A + 8\,\alpha_a V} \tag{9.21}$$

De igual forma, teniendo en cuenta la disipación producida en la propagación, en las fórmulas de Eyring y Millington, se llega a:

$$J = J_0\left(1 - \overline{\alpha}\right)^{\frac{t_R c S}{4V}}\, e^{-2\alpha_a c t_R} = J_0\, e^{\frac{t_R c S}{4V} Ln\left(1 - \overline{\alpha}\right)}\, e^{-2\alpha_a c t_R}$$

$$t_R = \frac{0{,}162\,V}{8\alpha_a V - S\,L_n(1-\overline{\alpha})} \qquad (9.22)$$

y en el caso de la fórmula de Millington a:

$$t_R = \frac{0{,}162\,V}{\sum S_i\,Ln\left(\frac{1}{1-\alpha_i'}\right) + 8\alpha_a V} \qquad (9.23)$$

# 9.8 *Algunas consideraciones sobre el concepto, validez y utilización del tiempo de reverberación.*

Se han obtenido tres fórmulas diferentes para el cálculo del tiempo de reverberación:

| SABINE | EYRING | MILLINGTON |
|---|---|---|
| $t_R = \frac{0{,}162\,V}{\sum \alpha_i S_i}$ | $t_R = \frac{0{,}162\,V}{-S\,Ln\left(1-\frac{\sum \alpha_i S_i}{S}\right)}$ | $t_R = \frac{0{,}162\,V}{\sum S_i\,Ln\left(\frac{1}{1-\alpha_i}\right)}$ |

todas ellas, deducidas en condiciones de campo difuso y por tanto el tiempo de reverberación obtenido de su aplicación:

* No varía entre unos puntos y otros de la sala.

* Es independiente de la posición de la fuente.

* Es independiente de la forma y geometría de la sala.

* Es independiente de la situación de los materiales.

En la realidad se suelen violar, en mayor o menor grado, algunas de las hipótesis del campo difuso, y así:

- A menor difusión, mayores diferencias se pueden encontrar entre medidas reales del tiempo de reverberación en diversos puntos de la sala.

- Si los coeficientes de absorción de todos los cerramientos no son iguales, cerca de los materiales absorbentes se tendrá un tiempo de reverberación más corto, y cerca de los reflectantes más largo.
- En las proximidades de la fuente, con preponderancia del campo directo, las medidas del tiempo de reverberación se distorsionan, debido a la falta total de difusión.

Como limitaciones particulares de cada fórmula, se han visto:

- Mediante la aplicación de la fórmula de Sabine, no se puede obtener nunca un tiempo de reverberación nulo, aunque fuera total la absorción por parte de los cerramientos (campo abierto). En salas absorbentes, se obtienen tiempos de reverberación más altos que los reales.
- Mediante la aplicación de las fórmulas de Sabine y Eyring se pueden obtener coeficientes de absorción de valor superior a la unidad.
- Mediante la aplicación de la fórmula de Millington, se obtiene un tiempo de reverberación nulo, siempre que haya una superficie de absorción unidad por pequeña que sea.

La condición límite de tiempo de reverberación nulo en campo abierto, no se puede obtener, mediante la fórmula de Sabine, debido al incumplimiento total, en caso de campo abierto, de las condiciones de campo difuso. Tampoco se aprecia en dicha fórmula, la influencia que, en el tiempo de reverberación tienen, las desviaciones respecto a las condiciones de campo difuso y así a medida que crece la absorción, se aleja el valor previsto por Sabine del real. La obtención, con la fórmula de Sabine, de tiempos de reverberación demasiado altos, en salas absorbentes, se debe a considerar una pérdida gradual de energía, en vez de la pérdida discontinua real, suponiendo que en todo instante se produce una reflexión.

El inconveniente de las fórmulas de Sabine y Eyring, de obtener coeficientes de absorción mayores de la unidad, se puede obviar, realizando la experiencia bajo determinadas condiciones, ya que la probabilidad de obtener un coeficiente de absorción, mayor que la unidad para un material a ensayar, disminuye con la superficie de la muestra. Pequeñas muestras, producen cambios pequeños en el tiempo de reverberación y por tanto proporcionan poca exactitud en la determinación del coeficiente de absorción. Evitando este inconveniente, Millington crea otro, quizás mayor: cuando existe alguna superficie con absorción unidad, el tiempo de reverberación se anula. En el caso de existencia de una superficie muy absorbente, el tiempo de Sabine es demasiado alto, incluso también quizás el de Eyring, mientras que el de Millington se anula.

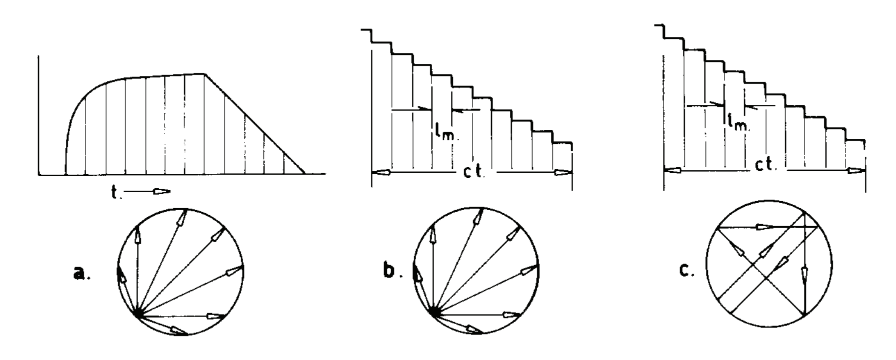



**Figura 9.13:** Supuestos de absorción de la energía acústica según las hipótesis de Sabine, Eyring y Millington.

Estas discrepancias ocurren, debido a la diferente concepción que cada fórmula conlleva en el mecanismo de absorción por parte de los cerramientos. Mientras Sabine supone una absorción gradual repartida sobre todo el trayecto de una partícula sonora (descenso exponencial puro, en escala logarítmica el descenso es lineal) (figura 9.13.a), Eyring y Millington la suponen realizada a saltos en cada reflexión (descenso en escala logarítmica en forma de escalera regular). Las diferencias entre Eyring y Millington radican, en que el primero supone que la energía reflejada por una superficie, se reparte una y otra vez sobre el resto de superficies, es decir, entre cada dos reflexiones el sonido encuentra a todos los cerramientos (figura 9.13 b). Sin embargo, Millington supone que el sonido viaja de superficie a superficie, es decir encontrándolas todas, pero una tras otra (figura 9.13 c). Al considerar que todas las partículas realizan el mismo recorrido, en algún momento encontrarán a la superficie absorbente (ventana abierta), escapándose del campo acústico. La ventana abierta, tiene pues un efecto aniquilante, independiente de la secuencia de reflexiones (se perdería mucha energía si fuera una reflexión de las primeras y menos si fuera una reflexión tardía).

A mayor difusión y mayor uniformidad en la distribución de absorbentes, mayores son las expectativas de que el sonido se propague según las hipótesis de Eyring, encontrando a todas las superficies entre dos reflexiones (reflexión difusa). En otro caso se favorece más la aproximación más geométrica de Millington. Las hipótesis de Sabine se cumplen para absorciones muy pequeñas.

Desde el punto de vista matemático, las tres fórmulas difieren en el denominador:

| SABINE | EYRING | MILLINGTON |
|---|---|---|
| $\sum \alpha_i S_i$ | $-S\,Ln\left(1-\frac{\sum \alpha_i S_i}{S}\right)$ | $\sum S_i\,Ln\left(\frac{1}{1-\alpha_i}\right)$ |

desarrollando en serie los logaritmos, se obtiene para la fórmula de Eyring:

$$-S\cdot Ln(1-\overline{\alpha})=-S\cdot Ln\left(1-\frac{S_1\alpha_1+\cdots\cdots+S_n\alpha_n}{S}\right)=$$

$$=S\cdot\left[\frac{S_1\alpha_1+\cdots+S_n\alpha_n}{S}+\frac{(S_1\alpha_1+\cdots+S_n\alpha_n)^2}{S^2}\cdot\frac{1}{2}+\frac{(S_1\alpha_1+\cdots+S_n\alpha_n)^3}{S^3}\cdot\frac{1}{3}+\cdots\right]$$

y en el caso de la fórmula de Millington,

$$\sum S_i\,Ln\left(\frac{1}{1-\alpha_i}\right)=S_1\,Ln\left(\frac{1}{1-\alpha_1}\right)+\cdots\cdots+S_n\,Ln\left(\frac{1}{1-\alpha_n}\right)=$$

$$=S_1\left(\alpha_1+\alpha_1^2\frac{1}{2}+\alpha_1^3\frac{1}{3}+\cdots\right)+\cdots\cdots+S_n\left(\alpha_n+\alpha_n^2\frac{1}{2}+\alpha_n^3\frac{1}{3}+\cdots\right)$$

Los términos de primer grado son idénticos en las tres, luego para valores de absorción pequeños coinciden. Para valores mayores de absorción las fórmulas de Eyring y Millington se asemejan más entre sí que la de Sabine.

Las condiciones de la teoría estadística de la reverberación, se cumplen ciertamente mejor, a menor coeficiente de absorción y mayor número de reflexiones, luego por su simplicidad matemática se usa la fórmula de Sabine para bajas absorciones. Para absorciones algo mayores, se puede utilizar la fórmula de Eyring, sin perder de vista que a medida que crece la absorción, nos alejamos de las hipótesis de la Acústica Estadística y por tanto es difícil suponer la existencia de un campo difuso.

El establecimiento del concepto de tiempo de reverberación por **W.C. Sabine** en 1990, constituye, sin lugar a dudas, el inicio de la Acústica de Salas, sobre bases científicas.

En la actualidad, el tiempo de reverberación sigue siendo un parámetro clave en el estudio, proyecto y adecuación de salas de audición. El gran avance en la tecnología aplicada a la instrumentación, permite que equipos de medida, en pocos segundos, calculen el tiempo de reverberación a las distintas frecuencias de la banda audible, tanto en octavas como en tercios de octava.

Toda sala de audición, independientemente de otros parámetros acústicos, debe tener un tiempo de reverberación adecuado al uso de la misma, dependiente de su volumen.

La reverberación produce un alargamiento de los sonidos individuales, de forma que permanecen audibles cierto tiempo después de haber sido emitidos, entremezclándose su audición con la de sonidos posteriormente emitidos. Este efecto es beneficioso en los sonidos musicales, ya que esta fusión de sonidos da a la música vivacidad y plenitud de tono, pero no así a los sonidos hablados ya que al solaparse los sonidos individuales se pierde claridad y por tanto inteligibilidad. Por otra parte, no todos los tipos de música requieren el mismo grado de reverberación, así la música barroca requiere mayor claridad y por tanto menor reverberación que la clásica, y ésta a su vez necesita menor reverberación que la romántica.

Es evidente, pues, la dependencia del tiempo de reverberación adecuado para una sala con su uso. Por otra parte este valor depende, así mismo, del volumen de la sala, ya que la reverberación también contribuye al nivel de sonoridad en la misma y así, en salas grandes, si la reverberación es muy baja, el nivel de sonoridad puede llegar a ser insuficiente. En cada sala dependiendo del uso y del volumen debe llegarse a un compromiso entre la pérdida de claridad, debida a la reverberación, y la pérdida de sonoridad, debida al volumen. Esto queda representado en la figura 9.14.

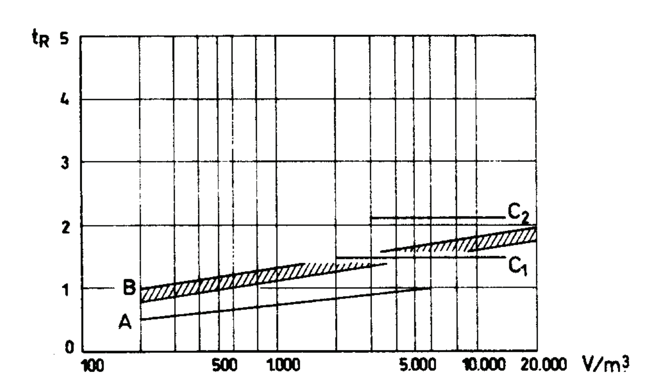



**Figura 9.14:** Tiempo óptimo de reverberación en función del volumen y uso de la sala. (Furrer).
A) Palabra. B) Media para música.
$C_1$) Música clásica y moderna. $C_2$) Música romántica.

Ahora bien, el valor del tiempo de reverberación varía con la frecuencia, ya que así lo hace la absorción de la sala. Luego, realmente, se necesita conocer el tiempo de reverberación adecuado para una sala en función del uso de la misma y su volumen para las diversas frecuencias. Para el adecuado refuerzo de los sonidos

graves, el tiempo de reverberación de la sala a bajas frecuencias debe ser un 20%−30% superior al de las frecuencias medias o altas (figura 9.15).

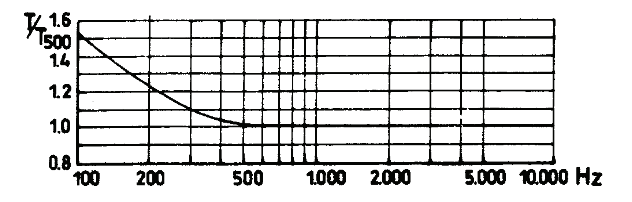



**Figura 9.15:** Variación del tiempo de reverberación con la frecuencia. (Knudsen).

## *9.9 Campo acústico estacionario en un recinto cerrado. Campo directo. Campo reverberado.*

Una fuente acústica, caracterizada por su potencia y situada al aire libre (sin perturbaciones), crea un campo acústico en su entorno que es el **CAMPO DIRECTO**.

La misma fuente situada en el interior de un recinto crea un campo acústico que se obtiene, en todo momento, como superposición del campo directo y el debido al conjunto de reflexiones originadas por los cerramientos del recinto, que constituiría el **CAMPO REVERBERADO**. Cuando se alcanza el nivel estacionario de energía acústica en la sala y para condiciones de campo difuso, la densidad de energía reverberada tomaría el valor dado por (9.10).

$$\rho_{E_R} = \frac{4W}{c\,A} \tag{9.24}$$

De acuerdo con la expresión (3.28 bis) y pasando a niveles resulta:

$$LP_R = 10\log\frac{P_{est}^2}{\left(2\cdot 10^{-5}\right)^2}$$

que operando es,

$$LP_R = 10\log\frac{W}{10^{-12}} + 10\log(4) - 10\log A \cong LW + 6 - 10\log A$$

La fórmula anterior, para la densidad de energía estacionaria en un recinto cerrado con un campo acústico difuso, no es aplicable en las proximidades de la fuente, donde predominaría el campo directo.

Suponiendo que la fuente acústica es omnidireccional (emite igual en todas direcciones), la densidad de energía directa a una distancia $r$ de la fuente, viene dada por:

$$\rho_{E_D} = \frac{W}{4\pi c r^2} \tag{9.25}$$

En la figura 9.16 se representan esquemáticamente la densidad de energía directa y reverberada, en función de la distancia a la fuente. Se observa que en el campo directo la densidad de energía disminuye con el cuadrado de la distancia a la fuente, mientras que en el campo reverberado la densidad de energía permanece constante (dependiente únicamente de la absorción del recinto y la potencia de la fuente).

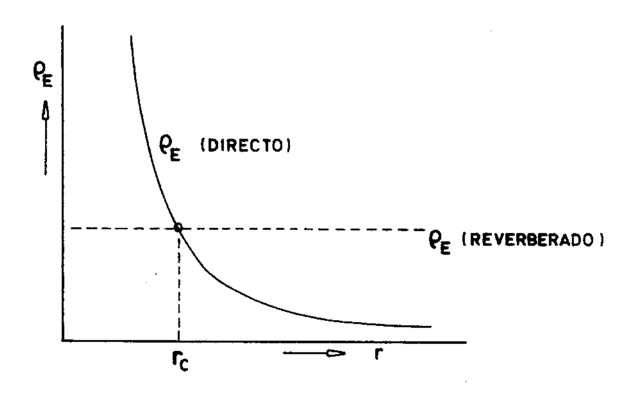



**Figura 9.16:** Densidad de energía del campo directo y del reverberado en función de la distancia a la fuente.

Se denomina radio crítico a la distancia a la cual se igualan el campo directo y el reverberado.

$$r_c = \frac{1}{4}\sqrt{\frac{A}{\pi}} \tag{9.26}$$

o en función del tiempo de reverberación, según la fórmula de Sabine.

$$r_c = 0{,}1\sqrt{\frac{V}{\pi t_R}} \tag{9.27}$$

Si la fuente acústica es direccional (no emite igual en todas direcciones) habría que considerar su direccionalidad. En ese caso, la densidad de energía directa sería:

$$\rho_{E_D} = Q\frac{W}{4\pi c r^2} \tag{9.28}$$

y se obtiene para el radio crítico:

$$r_h = \frac{1}{4}\sqrt{\frac{Q \cdot A}{\pi}} = 0{,}1\sqrt{\frac{Q \cdot V}{\pi\, t_R}} \tag{9.29}$$

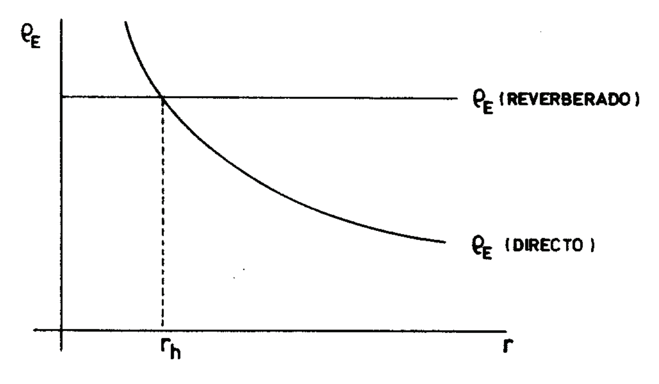



**Figura 9.17:** Radio crítico en salas reflectantes.

De lo anteriormente expuesto se deducen las siguientes consecuencias:

• Si la absorción es pequeña (figura 9.17) alejándonos algo de la fuente, predomina, ya, el campo reverberado y el nivel sonoro es prácticamente constante. El radio crítico es pequeño y en casi toda la sala predomina el campo reverberado.

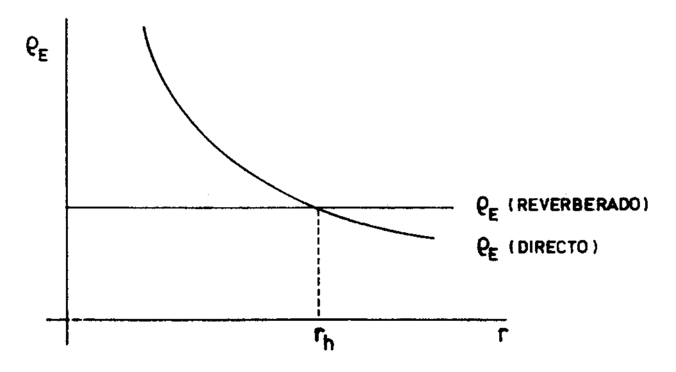



**Figura 9.18:** Radio crítico en salas absorbentes.

- Si la absorción es grande (figura 9.18), el radio crítico es también grande, predominando en casi toda la sala el campo directo.

# Capítulo X

# Parámetros de Calidad en la Acústica de Salas

# *10.1 Introducción.*

En el presente capítulo se van a definir los distintos parámetros acústicos que, en la actualidad, se utilizan para evaluar la calidad de audición verbal o musical de una sala. Se describe, en primer lugar, la evolución sufrida en el diseño de salas de audición y paralelamente el inicio y desarrollo de la acústica de salas aplicada al mismo, llegando a unas generalidades sobre los criterios que evalúan la calidad de audición de una sala, según su uso y las repercusiones en el diseño acústico de las mismas, de la optimización de dichos parámetros.

# *10.2 Evolución del diseño de salas de audición y de la acústica aplicada al mismo.*

Desde muy antiguo se sabe que el hombre se ha servido de señales acústicas para comunicarse con sus semejantes y ha explotado empíricamente las propiedades acústicas de ciertos lugares para mejorar la eficacia de sus mensajes sonoros. Aunque los egipcios usaron los patios de sus templos como "auditorios", en donde una gran multitud veía y oía ceremonias religiosas, los auditorios propiamente dichos, como espacios diseñados para ese fin, nacen con el **Anfiteatro Griego** (figura 10.1). Los actores se situaban en un área central y el público en una pendiente con todas las localidades orientadas hacia el área de actores. Se pretendía con esta forma que
se pudiera acomodar a una gran audiencia, tan cerca del escenario como fuera posible y obtener así, una distribución óptima del sonido directo y una máxima inteligibilidad del habla. El Teatro Griego proporcionaba muy poco sonido reflejado, sólo el proveniente del pavimento de piedra del área central y el reflejado por el edificio posterior a este área.

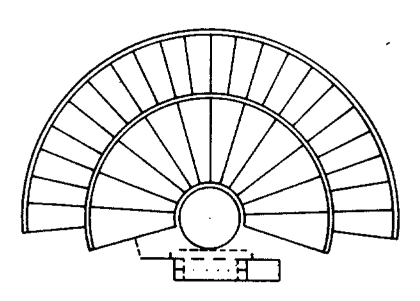


**Figura 10.1:** Anfiteatro griego. Epidauro.

El **Anfiteatro Romano** (figura 10.2) se desarrollaba en una rampa de mayor pendiente y el edificio posterior al escenario era mayor, lo que proporcionaba mayores reflexiones e incluso reflexiones por sus partes laterales. Todas las reflexiones llegaban con pequeños tiempos de retraso respecto al sonido directo, lo cual servía para reforzarlo y evitar mermas en la inteligibilidad de la palabra. Las reflexiones laterales, provenientes del edificio posterior, daban una cierta impresión espacial. CANAC en "L'acoustique des teatres antiques" pone de manifiesto que las inquietudes acústicas no estaban ausentes en los proyectos arquitectónicos de la época. La disposición de los diversos elementos parecía responder a reglas acústicas precisas. Se conoce también la utilización de los vasos acústicos, así como los conceptos de plazas disonantes, circunsonantes, resonantes y cosonantes desde Vitrubio.

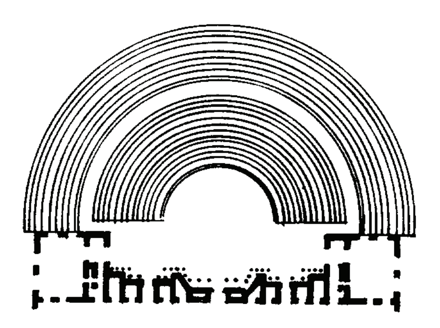


**Figura 10.2:** Anfiteatro romano. Orange.

Pasó un milenio hasta que el concepto del teatro continuara su desarrollo para llegar al **Teatro del Renacimiento Italiano** (figura 10.3). La transición del teatro al

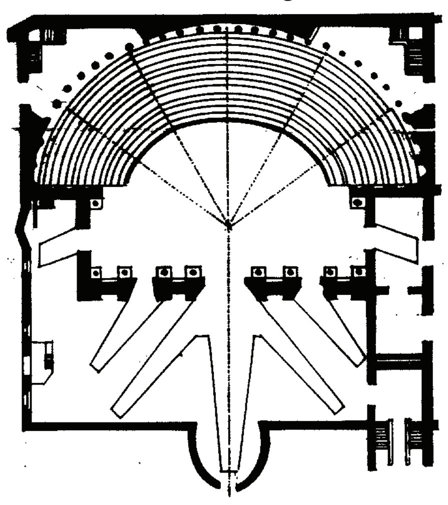


**Figura 10.3:** Teatro Olímpico. Vicenza.

aire libre al teatro cerrado se produce en el Teatro del Renacimiento. La disposición del escenario y del público era todavía similar a la del Teatro Romano, pero al desarrollarse en un volumen cerrado el sonido sufría múltiples reflexiones hasta convertirse en difuso, con lo que aparecía el fenómeno de la reverberación que se unía al sonido directo y a las primeras reflexiones. Estos teatros eran muy reverberantes cuando estaban vacíos, aunque cuando eran ocupados por el público el tiempo de reverberación se reducía hasta un valor que no influía demasiado en la inteligibilidad del habla, debido sobre todo a la abundancia de primeras reflexiones y por tanto a la preponderancia de la energía temprana, útil para la inteligibilidad del habla, frente a la energía reverberada, que puede llegar a ser perjudicial. Sin embargo el tiempo de reverberación para las frecuencias bajas dominaba debido a la abundancia de superficies de piedra y mármol.

El teatro siguió evolucionando creándose nuevas formas en planta en las que la relación entre el largo y el ancho iba aumentando, abandonándose la forma semicircular o semi-elíptica (figura 10.4). El escenario, a su vez evolucionó, dando lugar a dos zonas diferenciadas, un pre-escenario y un escenario propiamente dicho, indicando el comienzo del teatro con proscenio, en donde el escenario se convierte en un espacio separado del auditorio y acoplado al mismo por el arco del proscenio. El pre-escenario es, acústicamente, un espacio de transición entre el escenario, de altura mayor que el resto de la sala y lleno de decorados, cortinas y telones como marco del actor, y el auditorio; gran parte de la obra se solía representar en el preescenario, en el que los actores se beneficiaban de las reflexiones de los laterales.

En estos primeros Teatros Medievales, al igual que en los antiguos Anfiteatros Griego y Romano, no había distinción entre las áreas del escenario ocupadas por los actores y las ocupadas por los acompañantes musicales. El nacimiento de la ópera, sin embargo, aumentó el número de acompañantes musicales, que gradualmente se convirtieron en una orquesta completa situada en un área separada en frente del escenario, y que posteriormente, fue situada en una altura distinta del resto de la sala, llegándose a la utilización del pozo de orquesta, con los consiguientes problemas respecto al balance entre cantantes y orquesta, derivándose, así, la forma del **Teatro Lírico** (figura 10.5). Es, en estos primeros teatros líricos, donde empiezan a surgir los palcos o anfiteatros, llegándose a recubrir totalmente las paredes laterales y de fondo por los mismos, haciéndose estas paredes altamente absorbentes, con menor peligro de reverberación excesiva y de ecos. Estos teatros comenzaron a ser utilizados también como salas de conciertos sinfónicos, elevándose el suelo del pozo de la orquesta hasta el nivel del escenario y colocándose alguna superficie reflectora detrás de la orquesta.

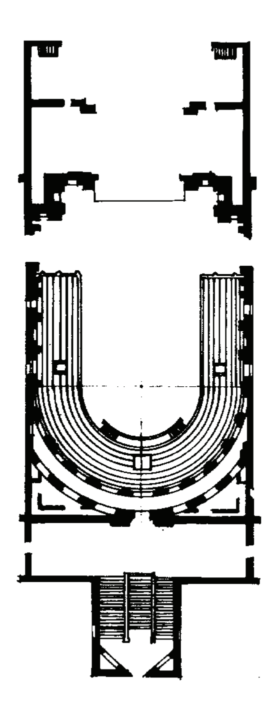




**Figura 10.4:** Teatro Farnese. Parma.

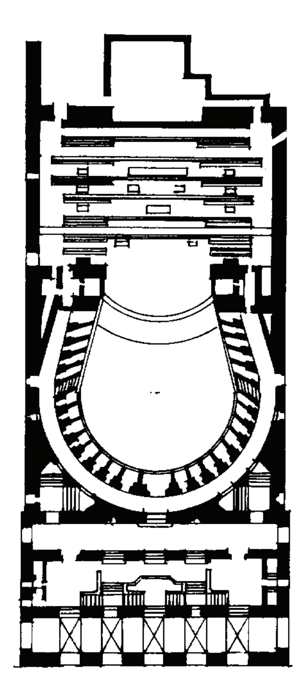


**Figura 10.5:** Teatro San Carlo. Nápoles.

La mayoría de los teatros líricos o salas de ópera tenían abundante madera en su construcción y empanelado o recubrimiento, ésto llevaba a una gran absorción para las bajas frecuencias y por tanto a una curva del tiempo de reverberación en función de la frecuencia demasiado plana.

El concepto clásico de una **Sala de Conciertos** es mucho más joven que el de un teatro. A medida que la orquesta sinfónica creció, desde los primeros conjuntos del siglo XVIII, así, las Salas de Conciertos se desarrollaron a partir de las **Salas de Recitales**. Las primeras Salas de Recitales tenían, convencionalmente, forma rectangular con techo horizontal y eran generalmente pequeñas. A medida que la orquesta sinfónica creció, estas primeras Salas de Recitales también lo hicieron, manteniéndose su forma rectangular y su techo horizontal, aunque surgieron anfiteatros o galerías de poca profundidad que corrían paralelos a las paredes laterales y de fondo, aumentando la capacidad de las mismas sin alejarse demasiado de la orquesta. La altura del techo también aumentó para dar cabida a los anfiteatros. Estas Salas de Conciertos estaban altamente decoradas con profusión de ornamentos y abundancia de madera en sus recubrimientos (figura 10.6).

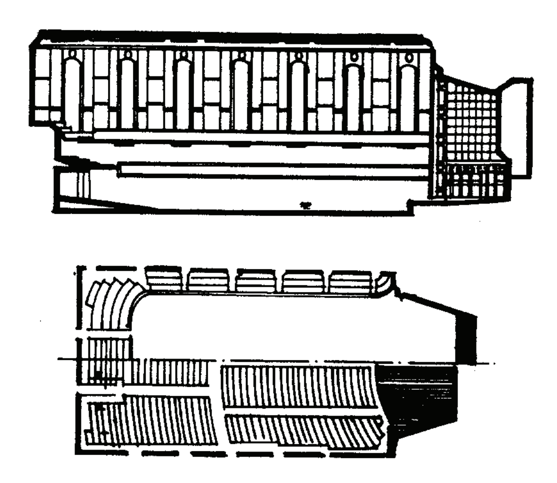


**Figura 10.6:** Boston Symphony Hall.

El concepto de **Sala de Conferencias** comienza a ser utilizado a mediados del siglo XIX y surge como un nuevo tipo de teatro: el "Lecture Theatre", (teatro de conferencias), definido como el lugar en el que un profesor instruye a su audiencia. El objetivo principal del diseño de estas primeras Salas de Conferencias era que el rayo visual o auditivo, que parte del orador, llegara directo a todo el público. Las primeras salas eran circulares o semicirculares (figura 10.7), el suelo ocupado por el público se desarrollaba en una rampa de gran pendiente y por lo tanto tenían gran volumen. Posteriormente, fueron evolucionando hacia formas más rectangulares, sobre todo en el caso de que el público tuviera que observar alguna demostración (figura 10.8).

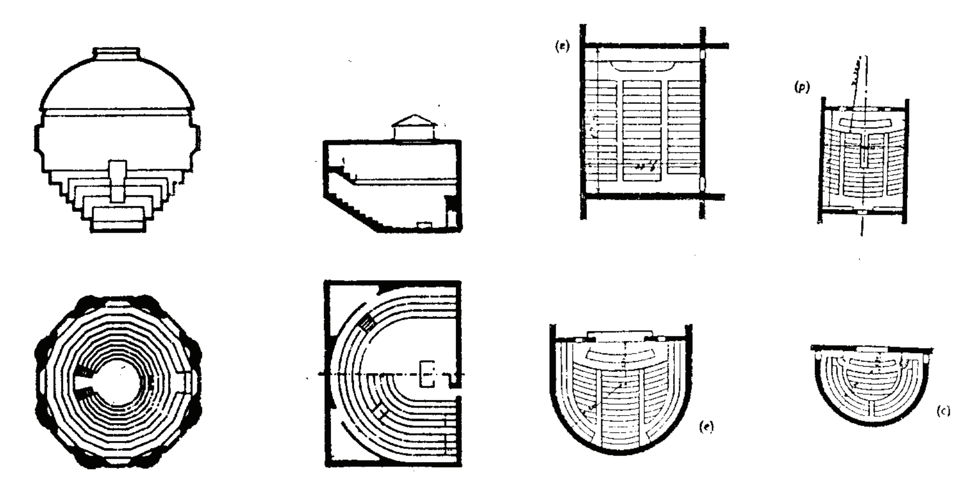


**Figura 10.7:** Lecture Theatres.

**Figura 10.8:** Primeras salas de conferencias.

El auge del diseño de espacios destinados a distintos tipos de audición, hace necesaria la aparición de la Acústica de Salas como ciencia aplicada y así, a mediados del siglo XIX, surge lo que posiblemente fuera el primer paso en el inicio de esta ciencia, con la publicación por parte del arquitecto **LACHEZ** del tratado "Acoustique et optique des salles de reunion", en el que se describen las bases geométricas (analogías ópticas) que constituían la referencia obligada para el diseño de las salas de audición en esa época.

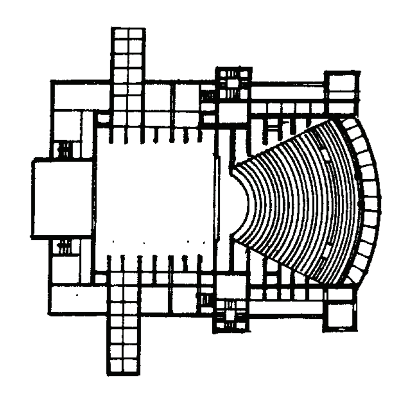


**Figura 10.9:** Wagner Festspielhaus. Bayreuth.

A finales del siglo pasado, **LORD RAYLEIGH** eleva esta parte de la Acústica a la categoría de ciencia aplicada, al introducir el método ondulatorio en el estudio acústico de salas. Estudia los fenómenos de interferencias y fundamentalmente el de resonancias, con lo que establece una base conceptual que serviría de punto de partida para el desarrollo posterior de esta ciencia.

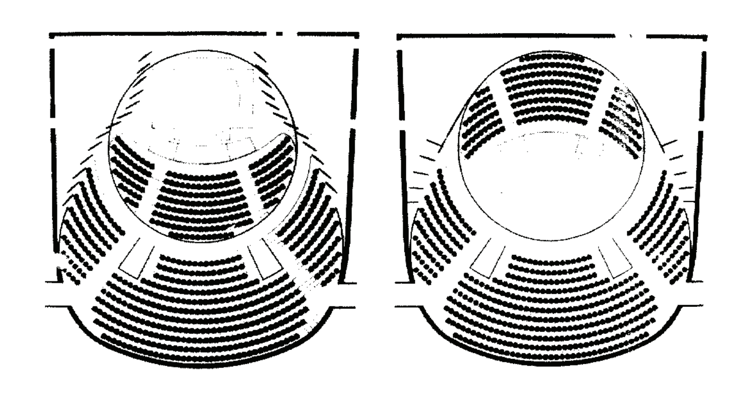


**Figura 10.10:** Teatro Wintergarden. Londres.

El verdadero hito en Acústica de Salas, como ciencia aplicada llega con la teoría energética de **Sabine**, que explica el comportamiento de la energía acústica en un recinto cerrado y el descenso, aproximadamente exponencial, del campo acústico en el mismo después de cesar la fuente. A partir de sus investigaciones teóricas se crea una tradición que dura casi dos generaciones y que sintetiza toda la acústica de salas en un parámetro, que representa las propiedades acústicas de las mismas, el tiempo de reverberación. En este período el interés se centra en el conocimiento de las propiedades absorbentes de los materiales, para el cálculo del tiempo de reverberación y también en la elección del valor numérico adecuado para el mismo, en función del volumen y uso de la sala.

Por primera vez aparece una separación cuantificada de las salas por un parámetro acústico, según el uso de las mismas. Para Salas de Conciertos se proponen diversos valores, pero no se llega a ningún acuerdo sobre ellos; mientras que en salas para el habla sí se llega a valores definidos, obtenidos a partir de la relación entre el tiempo de reverberación y el porcentaje de inteligibilidad que daban los ensayos de articulación para diversas salas. En algunas Salas de Conciertos construidas en esta época, se hicieron previsiones matemáticas del tiempo de reverberación por la teoría de **Sabine**. El gran volumen, de algunas de ellas, no aumentaba el tiempo de reverberación de manera excesiva, debido a que se empezaba a favorecer las primeras reflexiones con un diseño adecuado.

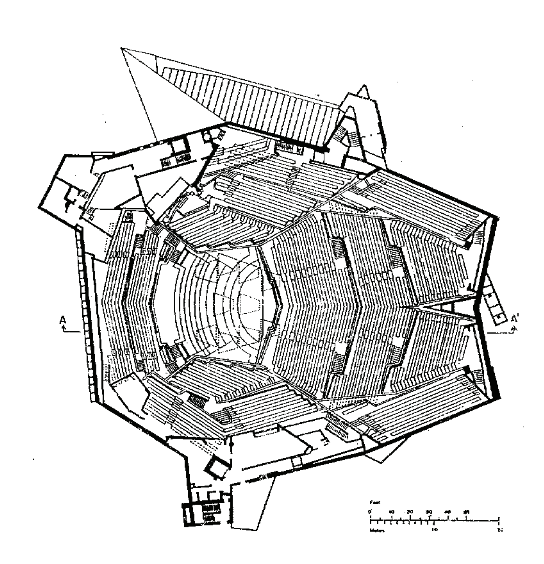



**Figura 10.11:** Filarmónica de Berlín.

La teoría energética de **Sabine** se centra, por tanto, en el cálculo y medida del tiempo de reverberación y no tiene en cuenta la forma de la sala, ni los conceptos geométricos del trazado de rayos. Los arquitectos de la época, más familiarizados con las leyes de la Optica y los conceptos geométricos, reviven el interés de este aspecto, proyectando nuevas salas con nuevas formas abandonando la rectangular, convencionalmente aceptada hasta el momento. El objetivo del diseño no era precisamente la correcta reverberación, sino una mejor distribución del sonido en toda la zona ocupada por el público, mientras tanto los acústicos se preocupaban por proporcionar a la sala la cantidad apropiada de reverberación.

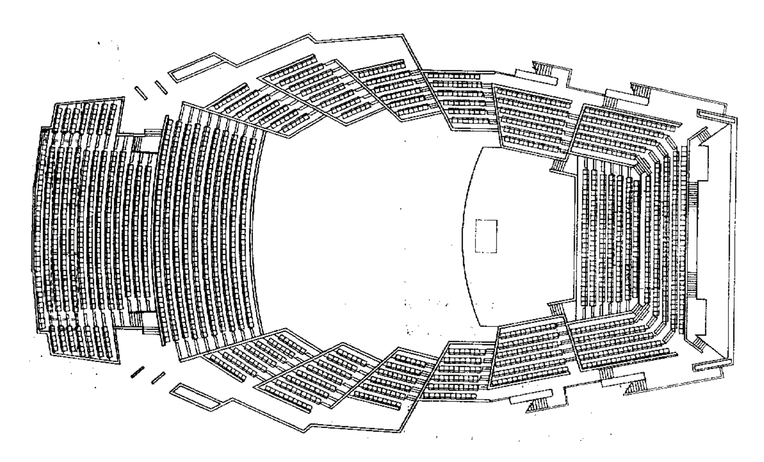


**Figura 10.12:** Opera de Sidney.

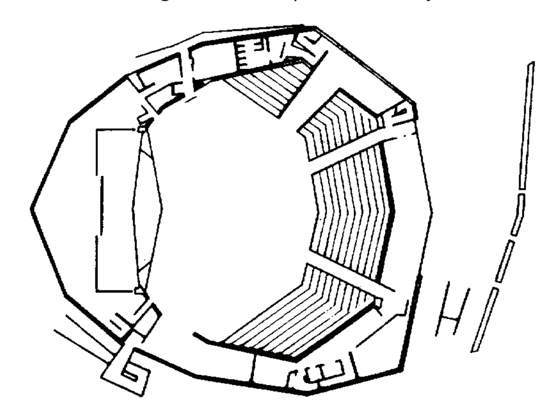


**Figura 10.13:** Palacio de congresos Houphoüet-Boigny. Abdijan.

Con el interés creciente en experimentar con nuevas formas y materiales, se llega gradualmente a la conclusión de que el tiempo de reverberación no es el criterio universal, que la teoría de **SABINE** había imaginado y que sobre todo en salas grandes, el oyente evalúa la acústica de acuerdo a otros criterios. El proceso de reverberación no pierde su importancia, pero se convierte en un factor entre otros. Así, a mediados del siglo XX surgen nuevos criterios para evaluar la acústica de una sala debido principalmente a:

- El crecimiento del tamaño de las salas.
- El desarrollo arquitectónico con la utilización de nuevos materiales y el diseño de nuevas formas.
- El desarrollo de la tecnología de la información y comunicación, que proporciona medios físicos, fisiológicos y síquicos para la investigación en acústica de salas.

La Acústica de Salas en el siglo XIX y anteriores es el resultado de la tradición y en el siglo XX es el resultado de una aproximación científica, a la vez acústica y arquitectónica, no siempre congruentes.

Debido a la proliferación de parámetros, que han ido surgiendo, a partir de mediados de este siglo, para definir la calidad de audición de una sala, se ha hecho necesaria una selección de los mismos, obteniéndose los más relevantes en función de su relación con los juicios subjetivos, que los oyentes tienen de la acústica de una sala. A continuación se pasa a definir los parámetros, que en base a la apreciación subjetiva, evalúan, en la actualidad, la calidad de audición en una sala.

## 10.3 Juicios subjetivos de la acústica de una sala de audición musical. Criterios objetivos que los definen.

La percepción de la música no puede nunca separarse de la acústica del espacio donde es interpretada, de tal forma, que el compositor compone ya pensando en una determinada sala y el músico y el director de orquesta adaptan su estilo y su interpretación a la acústica de la misma. Por otra parte, la sala afectará a la transmisión y recepción de la música emitida en ella.

Cada época tiene su propia forma de escuchar la música y asociado con cada estilo musical, hay un entorno acústico óptimo para su interpretación. Hay pues, que diferenciar los distintos tipos de música, puesto que cada uno de ellos requerirá unas propiedades acústicas diferentes a la sala.

### 10.3.1 Música barroca.

Es la que se desarrolla entre 1600 y 1750, aproximadamente, y tiene sus máximos representantes en BACH, HANDEL y VIVALDI. En ella se combina frecuentemente la voz y los instrumentos musicales. Se espacia en el tiempo la intervención de cada grupo de instrumentos, actuando uno por movimiento. El sonido es ligero, claro y transparente. El detalle es importante y ningún sonido debe enmascarar a otro.

Se solía interpretar en salas pequeñas con paredes reflectantes.

Su adecuada audición requiere una alta claridad y por tanto baja reverberación.

### *10.3.2 Música clásica.*

Es la que se desarrolla, aproximadamente, entre 1750 y 1820 y tiene sus máximos representante en **HAYDN**, **MOZART** y **BEETHOVEN**.

Surge con ella la sinfonía clásica y la sonata.

La estructura general de la música se hace a veces más importante que el detalle. Aunque los instrumentos de cuerda son preponderantes, los de viento interpretan pasajes destacados.

Su adecuada audición requiere un equilibrio entre cierta claridad y cierta reverberación.

### *10.3.3 Música romántica.*

Se desarrolla entre 1820 y 1900, aproximadamente. Tiene sus máximos representantes en **SCHUBERT**, **BRAHMS**, **MENDELSSOHN**, **WAGNER**, **THAIKOVSKI** y **STRAUSS**.

Crece el tamaño y el color del tono de la orquesta. La estructura general de la música se hace mucho más importante que el detalle. No hace falta percibir cada sonido, sino el conjunto. Los detalles no son discernibles.

Su adecuada audición requiere una alta reverberación siendo baja la claridad.

### *10.3.4 Música del siglo XX.*

Es muy variada. Parte de ella es similar a la música romántica con nuevas armonías, nuevos instrumentos y nuevos efectos. Otras tienden al sonido más claro de épocas anteriores.

### *10.3.5 Opera no Wagneriana.*

Es similar a la música barroca aunque requiere mayor claridad para entender los sonidos hablados.

### *10.3.6 Opera Wagneriana.*

Tipo música romántica. Requiere alta reverberación dentro de unos límites más estrictos para el entendimiento de los sonidos cantados.

Los **Atributos Subjetivos** que el oyente desea que tenga una sala de audición musical, aparte de la ausencia de problemas acústicos como ecos, excesivo ruido de fondo, resonancias, focalizaciones etc., son muy variados, pero como principales se podría citar:

- **Intimidad** o impresión espacial, que hace que la música se perciba como interpretada en una sala pequeña y proporciona la impresión de estar rodeado por la música, inmerso en ella. Esta sensación está relacionada con el tiempo que separa la llegada del sonido directo y del primer sonido reflejado. También está íntimamente relacionada con las reflexiones laterales, ya que éstas producen distinta señal en cada oído, lo cual favorece la impresión espacial.
- **Vivacidad**, que refuerza los sonidos modificando su duración y viene dada por la reverberación para frecuencias medias y altas. Da, a la música, la plenitud de tono. Está esencialmente vinculada al tiempo de reverberación de la sala a frecuencias medias y agudas (>500 *Hz*).
- **Calor**, que es respecto a las frecuencias bajas, lo que la vivacidad a las frecuencias medias y agudas; gracias a él la sala debe reforzar los sonidos graves de forma que haga la música más cálida. Si la sala reproduce mal los sonidos graves, la música parece frágil, carente de fuerza. Está íntimamente relacionado con el tiempo de reverberación para bajas frecuencias (<250 *Hz*).
- **Claridad**, una sala suena clara, cuando sonidos sucesivos y sonidos simultáneos, se perciben distintamente, permitiendo la audición separada de los tonos en el tiempo y también la audición separada de los sonidos que emiten los diversos instrumentos. Está íntimamente relacionada con la relación entre energía directa y reverberada.
- **Difusión**, que es el atributo por el que el sonido parece provenir de todas direcciones con igual intensidad. Depende de la reverberación y del poder difusor de las superficies.
- **Equilibrio**, correspondiente al hecho de percibir los distintos instrumentos de la orquesta con sonoridades relativamente equilibradas. Depende en gran medida del diseño de las superficies próximas a la orquesta.

Para evaluar la calidad de una sala, respecto a estos juicios subjetivos se han desarrollado diversos **CRITERIOS OBJETIVOS**, que son:

- La **INTIMIDAD**, que parece estar relacionada con el **tiempo de retraso**, respecto al sonido directo, de la primera reflexión. Este tiempo debe ser menor de $20\ ms$ en salas de concierto y de $25\ ms$ en salas de ópera (Beranek).

- La **IMPRESIÓN ESPACIAL** la mide el **Factor de Energía Lateral** ($L$) (Barron), que se define como el cociente entre la proyección, sobre el eje de los oídos, de la energía de las reflexiones que llegan entre $5$ y $80\ ms$ y la energía total del conjunto de reflexiones entre $0$ y $80\ ms$.

$$L = \frac{\sum_{5}^{80} E_i \cos\theta_i}{\sum_{0}^{80} E_i}$$

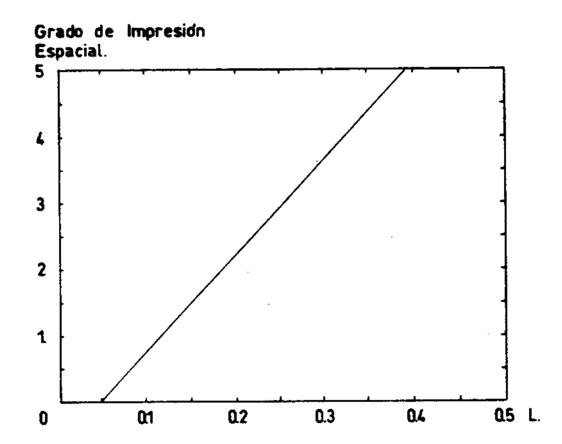



**Figura 10.14:** Relación entre el grado de impresión espacial y el factor de energía lateral. (Barron).

Se recomiendan valores altos para $L$, al objeto de obtener una adecuada impresión espacial (próximos a 1). El Factor de Energía Lateral, $L$, debe aumentar en las bajas frecuencias.

- Para evaluar la **VIVACIDAD** y el **CALOR** se usa el **tiempo de reverberación** de **SABINE** o el **primer tiempo de descenso** (*EDT*) o tiempo que tardaría el sonido en descender $60\ dB$ bajo el nivel estacionario, si la caída fuera la misma que en los

primeros 10 *dB*. El intervalo óptimo es de 1,5–2,2 segundos, para el tiempo de reverberación y de 1,7–2,3 segundos, para *EDT*, dependiendo del tipo de música:

| | |
|---|---|
| Música barroca | $t_R \leq 1{,}5$ |
| Música clásica | $1{,}5 \leq t_R \leq 1{,}7$ |
| Música romántica | $1{,}9 \leq t_R \leq 2{,}2$ |
| Opera no Wagneriana | $t_R \leq 1{,}5$ |
| Opera Wagneriana | $1{,}6 \leq t_R \leq 2{,}0$ |

Se recomienda un aumento de un 20% a 50% del tiempo de reverberación para las frecuencias bajas para dar a la música el adecuado calor.

Un predominio de *EDT* sobre el tiempo de reverberación, equivale a un predominio del campo directo y las primeras reflexiones, sobre el campo reverberado.

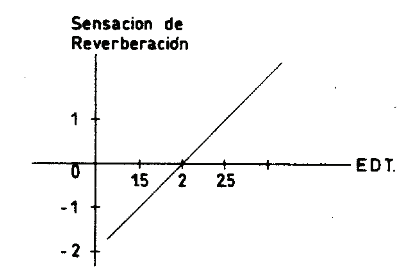



**Figura 10.15:** Relación entre *EDT* y la sensación subjetiva de la reverberación. (Wilkens).

- Para evaluar la **CLARIDAD** o trasparencia de una sala, se usa el criterio denominado **Claridad** (*C*) (Abdel Alim), que se define como el cociente entre la energía que llega entre 0 y 80 *ms* después de la onda directa y la energía que llega después de los 80 *ms*.

$$C = 10 \log \frac{E_{0-80}}{E_{80-\infty}} dB$$

Los valores óptimos de la claridad dependen del tipo de música, ya que un aumento de claridad conlleva un descenso de reverberación y viceversa. Se recomienda que sea siempre superior a 0 *dB* y:

$C \rightarrow 3-8\ dB$ para los asientos delanteros.

$C \rightarrow 0-5\ dB$ para los asientos traseros.

# *10.4 Juicios subjetivos de la acústica de una sala de audición verbal. Criterios objetivos que los definen.*

La percepción de la palabra en mucho más objetiva y por tanto más fácil de medir y controlar que la de la música y está regida, fundamentalmente, por factores físicos y lingüísticos (construcciones y contexto) y, en menor medida, por factores síquicos. Los factores lingüísticos no son afectados por la acústica de la sala.

El objetivo de cualquier oyente de un mensaje oral es su comprensión y por lo tanto el criterio básico, para medir la calidad de audición verbal de una sala, es la inteligibilidad de la palabra que se alcanza en sus distintas localidades.

La comprensión de la palabra conlleva, que el sonido llegue con suficiente intensidad para emerger del ruido de fondo y que sea discernible cada fonema, para lo que debe llegarse a un compromiso entre la pérdida de claridad debida a la excesiva reverberación y la pérdida de intensidad debida a la excesiva absorción.

La absorción de las altas frecuencias, producida por la mayoría de los materiales e incluso por el aire, produce gran pérdida de inteligibilidad, pues se pierde el carácter distintivo de muchas consonantes. Es pues fundamental, también la preservación de los espectros de los diversos sonidos, especialmente en la región de las altas frecuencias.

La medida subjetiva de la acústica de una sala de audición verbal, es el grado de comprensión de los mensajes orales emitidos en la misma y viene dada por el porcentaje de sonidos perfectamente entendidos respecto al total de emitidos. Esta medida se obtiene mediante **ENSAYOS DE ARTICULACIÓN**. Es una medida subjetiva, pues depende del orador y oyentes utilizados, así como de que los sonidos emitidos formen o no estructuras lingüísticas (frases, palabras o sílabas sin sentido), ya que en el caso de formar estructuras lingüísticas la inteligibilidad es mayor para unas condiciones dadas, debido a que sonidos no entendidos se interpretan por su relación con el contexto (figura 10.16). Los ensayos de articulación no son utilizables en la fase de diseño. Como alternativa a los inconvenientes de los ensayos de articulación y para la objetivización de los mismos surgen dos tipos de criterios.

Uno de tipo energético, diferenciando la energía que llega al receptor, según ayude o perjudique a la inteligibilidad de la palabra. A partir de la interpretación de los ecogramas, medidos en la sala o previstos numéricamente, se deduce la parte de

energía que contribuye a reforzar el sonido directo, de la que lo enmascara y es considerado como un ruido equivalente que se une al ruido de fondo. El límite entre una reflexión útil y una perjudicial es el tiempo en que llegan. Este límite suele ser de unos $50\,ms$, aunque varía de unos autores a otros, utilizándose incluso factores de ponderación de las reflexiones según su tiempo de llegada, $\delta(t)$.

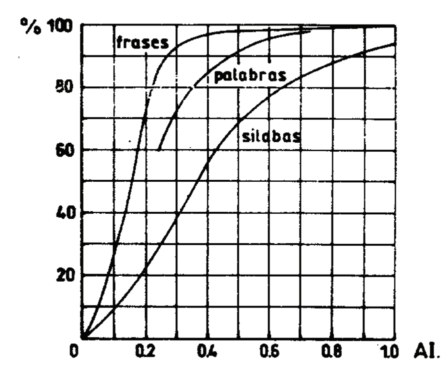



**Figura 10.16:** Porcentaje de inteligibilidad en función del índice de articulación. (Kryter).

Así la **Definición** $(D_f)$ (Thiele), toma como límite en el tiempo los $50\,ms$, y se define de forma similar a la Claridad para la música, pero reduciendo el límite temporal de llegada de las reflexiones útiles,

$$D_f = \frac{E_{0-50}}{E_{0-\infty}}$$

En otros casos, se utilizan funciones de ponderación para valorar la utilidad de una reflexión, a la inteligibilidad, calculando su contribución a la **energía útil** $(E_S)$ mediante,

$$E_S = \delta(t) \cdot E_{0-\infty}(t)$$

siendo $\delta(t)$, la función de ponderación, cuyos valores, según Lochner y Burger, son:

$$\begin{array}{lll} \delta(t)=1 & 0\le t\le t_1 & t_1 \cong 35\,ms \\ \delta(t)=t_2-\frac{t}{t2}-1 & & t_1\le t\le t_2 \\ \delta(t)=0 & t\ge 0 & t_2\cong 95\,ms \end{array}$$

utilizables, siempre que la reflexión sea menos intensa que el sonido directo. En otro caso las funciones de ponderación se complican.

La energía perjudicial se calcula según:

$$E_N = E_{95-\infty}$$

El incremento de nivel entre ambas energías es:

$$\Delta L = 10\log\frac{E_S}{E_N}$$

En la figura 10.17 se obtiene el tanto por cien de inteligibilidad silábica en función del nivel del habla emitida $L_S$ y el nivel de enmascaramiento total, $L_N$, obtenido sumando al nivel del habla, $L_S$, el incremento de nivel entre ambos, $\Delta L$.

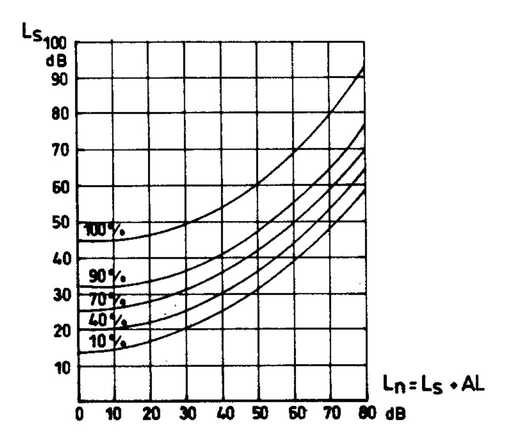
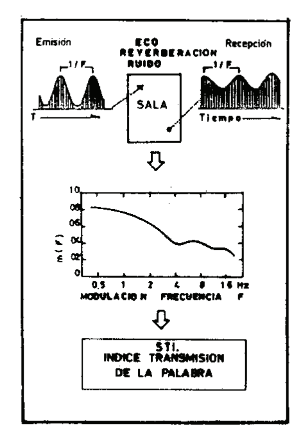
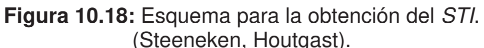



**Figura 10.17:** Inteligibilidad de la palabra en función del nivel del habla y el del ruido. (Lochner y Burger).

Otros criterios se basan en la definición de un índice (*STI*), que tiene en cuenta todos los efectos de la sala en la transmisión de los mensajes orales (ecos, reverberación, ruido de fondo, distorsiones de fase y frecuencia, enmascaramientos etc.). Este índice se obtiene promediando las contribuciones a la inteligibilidad de la palabra, de las diversas regiones frecuenciales. Dichas contribuciones se obtienen a partir de un estudio comparativo entre los espectros de la palabra emitida y la recibida (figura 10.18).





**Figura 10.18:** Esquema para la obtención del *STI*. (Steeneken, Houtgast).

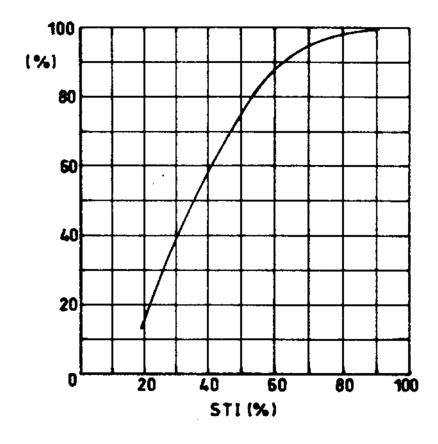



**Figura 10.19:** Inteligibilidad de la palabra, en función del Indice de Transmisión de la Palabra *STI*. (Steeneken, Houtgast).

Comparando la señal emitida $I(1+\cos 2\pi f t)$ y la recibida, que será del tipo $I(1+m\cos 2\pi f t)$, se obtiene el cociente entre la señal efectiva y el ruido o enmascaramiento de la señal,

$$S/N(f)=10\log\frac{m(f)}{1-m(f)}$$

y finalmente, promediando este cociente para las diversas frecuencias, se obtiene el **Indice de Transmisión de la Palabra** o *STI*,

$$STI=\frac{\overline{S/N}-15}{30}$$

Se recomienda usar el índice de transmisión de la palabra (*STI*) como medida objetiva de la inteligibilidad. El *STI* clasifica las plazas de una sala según los siguientes valores:

| | |
|---|---|
| $STI \leq 0{,}3$ | malas |
| $0{,}3 \leq STI \leq 0{,}45$ | pobres |
| $0{,}45 \leq STI \leq 0{,}6$ | débiles |
| $0{,}6 \leq STI \leq 0{,}75$ | buenas |
| $0{,}75 \leq STI \leq 0{,}9$ | excelentes |

En la figura 10.19 se grafía la relación entre el *STI* y el tanto por cien de inteligibilidad de palabras (fonéticamente equilibradas).

Se recomienda que en cualquier plaza $STI \geq 0{,}45$, que representa, como mínimo, un $70\%$ de comprensión de palabras y un $98\%$ de frases.

## *10.5 Repercusiones en el diseño de salas de audición.*

### *10.5.1 Audición musical.*

Los tres parámetro fundamentales para una buena audición musical son: **claridad, reverberación e impresión espacial**. A continuación, se pasa a estudiar

las repercusiones, que en el diseño de una sala tiene, la aproximación al valor adecuado de cada uno de ellos, para la obtención de una audición de calidad.

La necesaria **claridad** se obtiene a partir de una adecuada relación entre la energía directa y la energía reverberada, dependiente del tipo de música. La energía directa debe ser, en cualquier caso, suficiente, lo cual aconseja acercar al público lo máximo posible a la fuente. Esto repercutirá en la forma en planta y en la elección o no de anfiteatros. La transmisión del rayo directo debe estar libre de obstáculos lo cual influirá en la inclinación del suelo.

La energía reverberada será la adecuada en función de la claridad necesaria al tipo de música. Para equilibrar ambas energías y obtener la deseada claridad, se puede variar el volumen, tiempo de reverberación y poder absorbente de la sala.

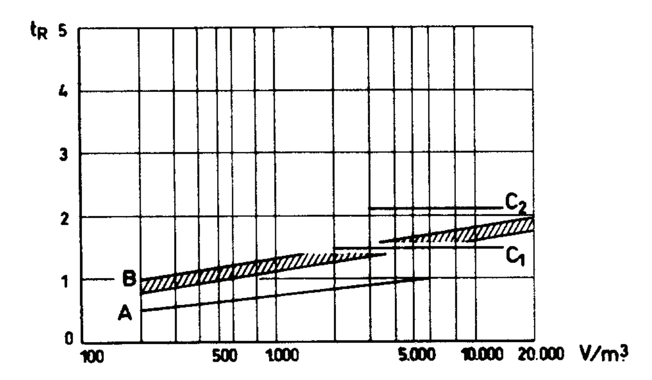



**Figura 10.20:** Tiempo de reverberación adecuado al tipo de música en función del volumen de la sala. (Furrer).
A) Palabra. B) Media para música.
$C_1$) Música clásica y moderna. $C_2$) Música romántica.

La **reverberación** deberá ser adecuada al tipo de música, teniendo en cuenta que a mayor reverberación menor claridad y viceversa, debe llegarse a un equilibrio entre ambos atributos en función del tipo de música. La vivacidad de una sala se obtiene con un adecuado tiempo de reverberación para frecuencias medias y altas (figura 10.20).

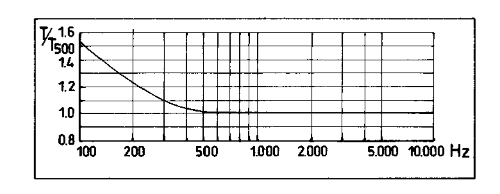



**Figura 10.21:** Incremento del tiempo de reverberación a bajas frecuencias para refuerzo de graves. (Knudsen).

Por otra parte, para que la sala refuerce los sonidos graves, es preciso que el tiempo de reverberación a bajas frecuencias sea del orden de 1,2 a 1,5 el de las altas o medias (figura 10.21).

Además, el sonido reverberado debe provenir de todas direcciones con parecida intensidad (difusión), lo cual se puede conseguir con irregularidades en las superficies del orden de 1 $m$ y con la utilización de superficies convexas que dispersan el sonido.

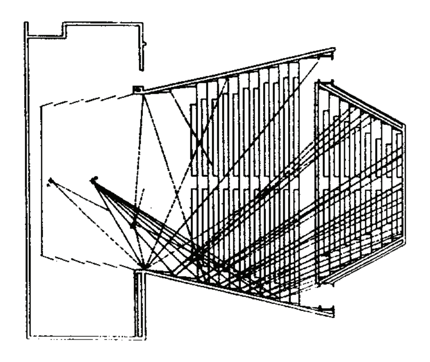


**Figura 10.22:** Dibujo de unas paredes laterales que difunden el sonido. Estudio acústico del Auditorio de Torrente.

La **impresión espacial** se potencia con las reflexiones laterales. Para favorecerlas, se estudiará la adecuada forma de las paredes laterales. Las proporciones adecuadas y el ancho de la sala favorecen también la sensación de intimidad. La forma del techo se debe diseñar para que difunda el sonido o lo refleje a las paredes laterales.

En todo caso, habrá que evitar, además, problemas acústicos, que podrían llamarse de primer orden, como posibles ecos, focalizaciones, resonancias y excesivo ruido de fondo.

Para eliminar el riesgo de eco, se tratarán, con material absorbente, las superficies que pudieran dar reflexiones a alguna zona de la sala, con un retraso, respecto al sonido directo, de más de 50 $ms$.

La ausencia de focalizaciones se conseguirá evitando el uso de superficies cóncavas.

La uniformidad en la conservación de frecuencias se potenciará evitando que la sala tenga frecuencias de resonancia aisladas, es decir, favoreciendo la aparición de múltiples modos de resonancia en la sala mediante unas proporciones adecuadas.

Finalmente existen unos niveles de ruido de fondo que no deben sobrepasarse para obtener una buena audición. Es recomendable que el nivel de ruido de fondo en la sala vacía, y con la instalación de aire acondicionado en funcionamiento, esté por debajo de la curva NC–20 (figura10.23).

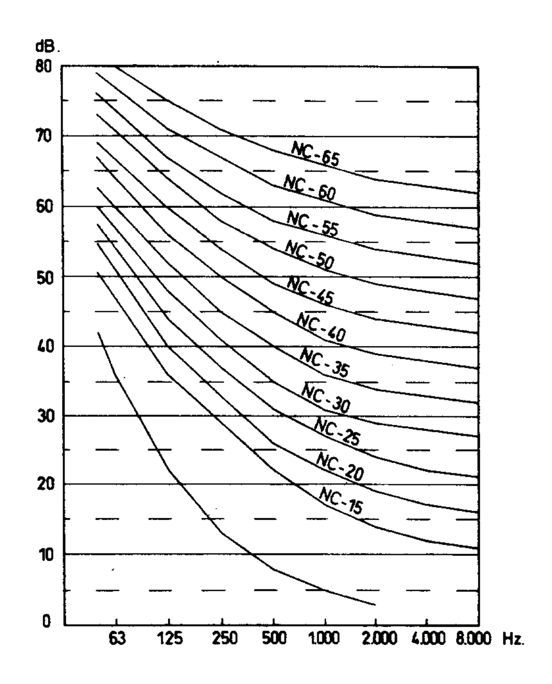



**Figura 10.23:** Curvas NC. (Indoor NoiseCriteria 1957).

## *10.5.2 Audición verbal.*

La **claridad** debe ser mucho mayor que en la música. La claridad necesaria para la adecuada audición verbal se consigue con una fuerte componente del sonido directo, seguida inmediatamente de fuertes reflexiones (entre 10–30 *ms*), dejando poca energía para el proceso de reverberación. La distancia orador-auditorio será la más corta posible y las líneas sonoras entre ambos deberán estar libres de obstáculos. Todo esto repercutirá en la forma en planta y sección y en la inclinación del suelo.

Se debe diseñar el techo, las paredes laterales y la pared posterior al escenario de forma que reflejen el sonido al público con un retraso máximo entre 10–30 *ms*.

La **reverberación** puede llegar a ser muy baja en salas pequeñas $(t_R = 0{,}5\,s)$, pero a medida que la sala crece se debe llegar a un equilibrio entre la pérdida de claridad, debida a excesiva reverberación, y la pérdida de intensidad, debida a la excesiva absorción, ya que en salas grandes la energía directa no es suficiente y se requiere el apoyo de cierta reverberación. El tiempo de reverberación adecuado es, pues, función del volumen (figura 10.24).

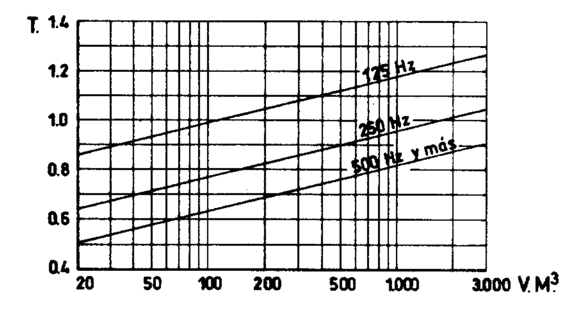



**Figura 10.24:** Tiempo de reverberación adecuado para la palabra, en función del volumen de la sala para 125 *Hz*, 250 *Hz*, y 500 *Hz* o más. (Josse).

La difusión es menos importante que en la audición musical aunque un cierto grado de difusión es beneficioso ya que homogeniza la sala.

En cuanto a problemas acústicos tienen fundamental importancia el ruido de fondo y los posibles ecos. El fenómeno de resonancia tiene menos relevancia que en audiciones musicales por ser menos importantes las bajas frecuencias en la audición verbal, y ser en esta región donde se producen resonancias aisladas. El tratamiento para evitar ecos y focalizaciones es el mismo descrito para salas de audición musical.

Con el ruido de fondo hay que ser, si cabe, más exigentes que en la música, ya que el nivel de ruido influye mucho en la inteligibilidad de la palabra.

Otro aspecto importante para la audición verbal es la preservación de las altas frecuencias, fundamentales para la inteligibilidad, lo que obliga a elegir materiales que absorban poco en esa banda de frecuencias.

### *10.5.3 Consideraciones de diseño.*

Todo local en el que el público deba percibir palabra, canto o música, debe presentar unas características acústicas apropiadas, como ya se ha visto, que dependen mucho del uso del mismo. Para salas pequeñas estas características se reducen a un tiempo de reverberación adecuado. En salas grandes, hay que diseñar con cuidado otros elementos como: forma, proporciones, suelo, techo, tratamiento de superficies etc.

El número de localidades será el dato de partida, junto con el uso de la sala, para empezar a abordar el diseño de la misma y a partir de ambos se irán fijando los otros factores cuya determinación final dará con un adecuado diseño, desde el punto de vista acústico.

## a) Volumen.

Hay un volumen máximo para salas, según el tipo de fuente que emite en las mismas, para obtener una adecuada sonoridad sin ayuda de equipo electroacústico, y así, para:

| | |
|---|---|
| ORADOR MEDIO | 3.000 $m^3$ |
| ORADOR ENTRENADO | 6.000 $m^3$ |
| SOLISTA | 10.000 $m^3$ |
| GRAN ORQUESTA SINFÓNICA | 20.000 $m^3$ |
| MASA CORAL | 50.000 $m^3$ |

Por otra parte, el volumen de una sala de audición verbal deberá ser el mínimo posible para unas adecuadas condiciones de confort, ya que a mayor volumen habría que recargar demasiado la sala de material absorbente para no elevar el tiempo de reverberación de forma indeseable.

Para una sala de audición musical ocurre al contrario; el volumen debe ser grande para evitar el riesgo de quedar con bajos valores de reverberación. Según la fórmula de **SABINE**:

$$t_R = \frac{0{,}162\ V}{\alpha_P\ S_P + \sum \alpha_i\ S_i}$$

siendo $\alpha_P\ S_P$ la absorción debida al público, y $\sum \alpha_i\ S_i = A$, el área de absorción equivalente de la sala. De estas dos absorciones, la debida al público es un dato fijo, que depende sólo del número de espectadores y del área que ocupan, siendo generalmente, de mayor magnitud que el resto de absorción $\left(\sum \alpha_i\ S_i\right)$, la cual sí puede ser variada tanto en la fase de proyecto, como en la de ejecución.

Con la sala llena, $\alpha_P\, S_P$ será grande y si el volumen no es suficiente, es posible que no se llegue a alcanzar el tiempo de reverberación adecuado, a pesar de hacer muy reflectantes el resto de superficies. Si el volumen es grande se pueden alcanzar grandes tiempos de reverberación, que si fueran excesivos siempre cabe corregirlos añadiendo material absorbente. Se recomiendan los siguientes volúmenes por espectador:

| | | |
|---|---|---|
| 6–7 $m^3$/espectador | $\longrightarrow$ | $t_R < 1{,}5$ |
| 7–9 $m^3$/espectador | $\longrightarrow$ | $1{,}5 < t_R < 2$ |
| 9–11 $m^3$/espectador | $\longrightarrow$ | $t_R > 2$ |

## b) Forma en planta.

Además de obtener la adecuada relación entre energía directa y reflejada, es necesario que la forma de la sala en planta favorezca que las trayectorias del sonido sean lo más cortas y directas posibles, acercando al máximo al espectador a la fuente. La figura 10.25 muestra 4 formas de salas con la relación media entre sus distancias fuente-oyente, así como la relación que, en cada una de ellas, tiene la superficie útil y la total. Se observa que de las formas grafiadas, la que más acerca el público a la fuente es la trapezoidal.

Pero éste no es el único criterio para diseñar la forma en planta, hay que diseñar las paredes laterales para que proporcionen suficientes reflexiones que lleguen con pequeños tiempos de retraso respecto al sonido directo, para que en la audición verbal refuercen la onda directa, sin enmascararla, y en la audición musical den la calidad tan apreciada de impresión espacial.

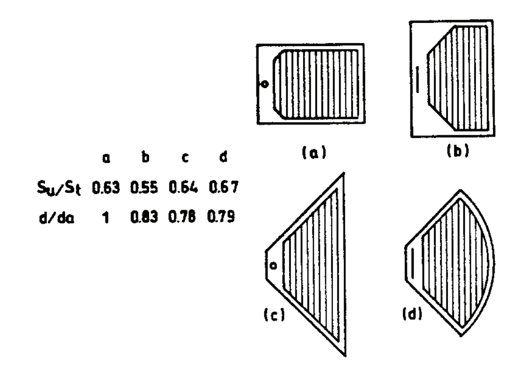



**Figura 10.25:** Diversas formas de sala en planta y sus respectivas distancias medias fuente-receptor. (Furrer).

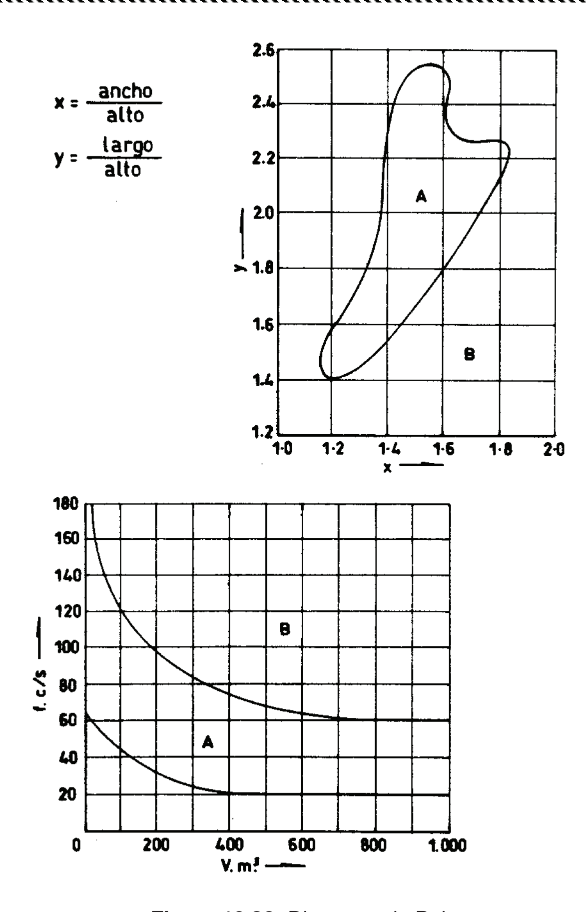



**Figura 10.26:** Diagrama de Bolt.

Las formas cóncavas deben evitarse por presentar problemas de focalización.

Las proporciones de la sala se deben elegir con cuidado, sobre todo en salas pequeñas, para evitar problemas de resonancias. El diagrama de Bolt, estudiado en el Capítulo VII permite obtener unas proporciones que eviten resonancias aisladas (figura 10.26). El ancho de una sala no debe superar los 35 *m*, para favorecer la impresión espacial en todas sus plazas.

En salas grandes hay que tener en cuenta la posibilidad de existencia de eco. El diseño de la sala se hará de tal forma que para cualquier reflexión la diferencia entre el camino directo y el reflejado no supera los 17 *m*, en caso contrario habría que tratar la superficie con material absorbente. Las paredes opuestas paralelas pueden originar problemas de eco, que se pueden solucionar inclinándolas un poco, favoreciendo las reflexiones hacia el público. Otra pared que

puede producir ecos es la posterior. Este fenómeno se puede evitar inclinando su parte superior (figura 10.27).

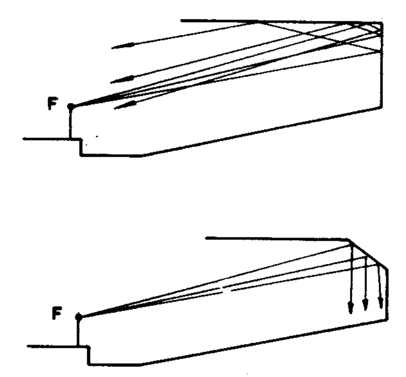



**Figura 10.27:** Cómo evitar el eco proveniente de la pared posterior.

## c) Suelo.

Ya que el público absorbe mucho el sonido que lo atraviesa (0,65 *dB/m*), las ondas que atraviesan la zona ocupada por el mismo se ven muy atenuadas, por esto resulta conveniente inclinar el suelo del área de la audiencia, con el fin de que la onda directa llegue libre de obstáculos a cualquier oyente.

Por otra parte, se puede elevar la fuente, con lo cual se puede retrasar el inicio de la inclinación del suelo. La distancia a la que debe iniciarse la inclinación del suelo, medida desde la fuente, se calcula, como ya se vió en el Capítulo VI, de acuerdo a:

$$d = b(2{,}5h - 1)$$

La pendiente de inclinación del suelo se puede calcular de tal forma, que la elevación entre 2 rayos acústicos o visuales, correspondiente a 2 filas consecutivas, sea constante e igual a $8-12\ cm$ (figura 10.28).

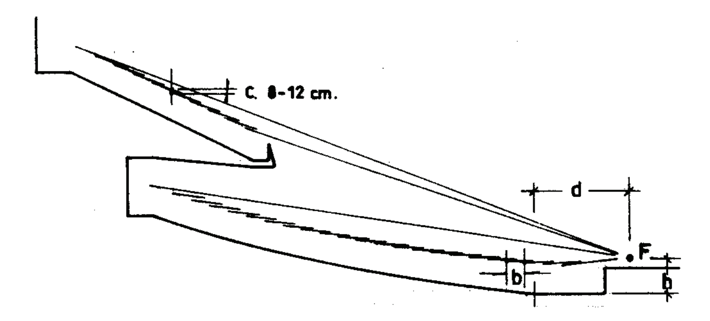
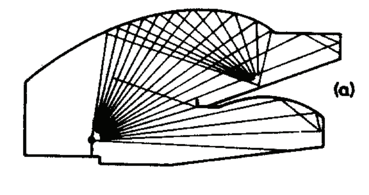



**Figura 10.28:** Inclinación del suelo de una sala de audición.

## d) Techo.

El techo es una superficie reflectora en potencia, al igual que las paredes laterales. En general, para la audición musical, parte de las reflexiones del techo se dirigirán a las paredes laterales (para reforzar la impresión espacial), parte se dirigirán hacia la zona del público más alejada de la fuente (si requirieran refuerzo) y parte se difundirá (para mejorar la percepción de la reverberación).

Para que una sala produzca la adecuada impresión espacial su altura debe estar comprendida entre 13 y 20 *m*.



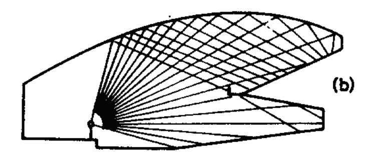




**Figura 10.29:** Estudio de las reflexiones de dos techos.
a) Se produce focalización.
b) Dirige adecuadamente el sonido.

Para la audición verbal y dado que cualquier reflexión es útil, siempre que se retrase respecto al sonido directo menos de 30 *ms*, las reflexiones del techo pueden ser muy útiles y se dirigirán siempre hacia las zonas del público más necesitadas de las mismas.

Se evitarán las superficies cóncavas que focalizan el sonido (figura 10.29) sobre todo las de gran radio de curvatura, ya que las focalizaciones se producirán a la altura de los espectadores. Si el radio es pequeño, la focalización se produce muy alejada de los espectadores y a partir de ella se vuelve a dispersar el sonido.

## e) Anfiteatros.

Cuando el número de espectadores sea elevado, para mantenerlos próximos a la fuente, es necesaria la utilización de anfiteatros, palcos o galerías.

La profundidad bajo el anfiteatro (figura 10.30) no será nunca mayor de 1,5–2 veces la altura libre bajo el mismo, en caso contrario se produciría, bajo el anfiteatro, un proceso de reverberación independiente del de la sala.

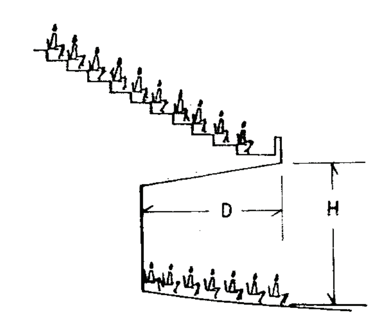



**Figura 10.30:** Profundidad adecuada bajo un anfiteatro.

El techo y pared posterior bajo el anfiteatro se diseñará con cuidado para que reflejen el sonido a los espectadores bajo el mismo (figura 10.31).

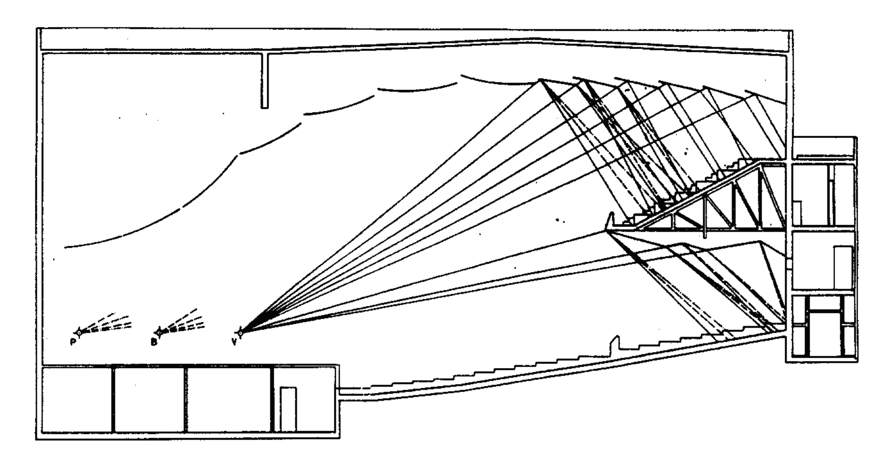



**Figura 10.31:** Techo bajo un anfiteatro. Estudio acústico del Auditorio de Torrente.

## f) Tratamiento de las superficies.

El tratamiento de las superficies de una sala va a influir en el resultado acústico de la misma bajo dos aspectos diferentes:

- Poder absorbente.
- Poder difusor.

### f.1) PODER ABSORBENTE.

Dependerá del volumen de la sala y del tiempo de reverberación elegido según el uso de la misma.

En primer lugar, se elige el tiempo de reverberación adecuado al tipo de audición a realizar en la sala, que junto al número de espectadores y el volumen por espectador adecuado para alcanzar dicho $t_R$, determinan el poder absorbente total que debe tener la sala,

$$t_R = \frac{0{,}16V}{\sum \alpha_i S_i + \alpha_P S_P} \qquad \alpha_P \left[ \begin{array}{l} -0{,}85(500\,Hz) \\ -0{,}93(2.000\,Hz) \\ -0{,}68(250\,Hz) \end{array} \right.$$

siendo $S_P$ la superficie ocupada por el público.

Se considera constante la absorción del área ocupada por el público, ya que el objetivo de la sala es funcionar bien a plena ocupación. Para evitar la variación del $t_R$ con el grado de ocupación, las butacas se elegirán para que absorban igual ocupadas que vacías.

Visto el poder absorbente que queda por añadir a la sala $\left(\sum \alpha_i S_i\right)$, éste se reparte adecuadamente por las superficies que no deben reflejar sonido.

Hay que elegir los materiales cuidadosamente, de forma que eleven el $t_R$ para las bajas frecuencias del orden de un $20–50\%$ (audición musical).

El resto del material absorbente se reparte entre las demás superficies.

Una vez ejecutada la obra y antes del revestimiento de cada cerramiento, conviene hacer medidas del $t_R$, ya que no se conocen con certeza los coeficientes de absorción de los diversos materiales y la sala puede quedar excesivamente sorda o por el contrario demasiado viva. El resultado de estas medidas, en la fase de ejecución de obra permite tomar decisiones sobre el resto de material absorbente a colocar.

**f.2) PODER DIFUSOR.**

La percepción de la reverberación difusa es importante, sobre todo para la audición musical.

Para aumentar la difusión, el tratamiento de las superficies se hará con irregularidades del orden de magnitud de $1\ m$ (columnas, recubrimientos, profundos con relieves etc.).

Las superficies más efectivas a la hora de difundir el sonido son:

- Superficies cilíndricas con un ancho de $0{,}8–2\ m$ con un arco de altura un $15–20\%$ del ancho.
- Resaltes con longitudes entre $0{,}8–2\ m$ y profundidad o resalte $0{,}4–0{,}5\ m$.
- Perfiles triangulares con lados $0{,}8–2\ m$ y altura $0{,}4–0{,}5\ m$.

o cualquier superficie convexa.

# Capítulo XI

# Aislamiento Acústico. Parámetros de Medida

# *11.1 Introducción.*

El objeto del aislamiento acústico es proveer a los ocupantes de las distintas edificaciones de la adecuada protección frente a sonidos no deseados, es decir, a ruidos.

Por tanto los mecanismos empleados en el aislamiento acústico serán los que dificulten la propagación del sonido, o en términos energéticos, los que consigan disminuir la energía de las ondas acústicas.

# *11.2 Planteamiento general.*

Para el control de la transmisión del sonido a un local objeto del aislamiento acústico hay que tener en cuenta que el mecanismo de transmisión está formado por tres elementos básicos, que son: la fuente de ruido, el canal de transmisión y el local receptor.

La fuente se caracteriza por su localización, así como por la naturaleza y descripción del sonido que produce (tipo de fuente, intensidad sonora, espectro en frecuencias, variación temporal, etc.).

El canal de transmisión está constituido por todos los elementos a través de los cuales llega el sonido desde la fuente al receptor. Estos elementos son de tipo muy diverso:

- Paredes (medianeras, fachadas, tabiques interiores, etc.).
- Forjados (suelos, techos, cubiertas).
- Elementos estructurales (vigas, pilares, cimentaciones, etc.).
- Otros espacios (patios, escaleras, huecos ascensor, falsos techos, locales contiguos, etc.).
- Puertas, ventanas, etc.

El tramo final del canal de transmisión está constituido por los elementos constructivos que delimitan el local receptor y es la vibración de estos elementos la que produce las ondas sonoras en el mismo.

Según la forma de producirse y propagarse, el ruido puede ser:

- **Aéreo**, cuando llega a los cerramientos del local receptor por el aire circundante y hace que entre en vibración, con independencia de la forma de producirse.
- **De impacto**, cuando se produce un golpe de corta duración sobre los cerramientos del local receptor y los hace entrar en vibración.
- **De vibración**, cuando la vibración de otros elementos (máquinas, motores, etc.) es transmitida a los cerramientos del local receptor.

El conocimiento exhaustivo, tanto de las fuentes de ruido como de sus posibles vías de comunicación con el local receptor, nos permitirá dar a éste el adecuado nivel de aislamiento para proteger a sus ocupantes del ruido producido por dichas fuentes.

Para el control acústico del ruido se puede actuar, según el caso, sobre:

- Las fuentes del ruido.
- Local o espacio donde se produce el ruido (inicio del canal de transmisión).
- Las posibles vías de transmisión del ruido al local receptor (canal de transmisión).
- El local receptor (final del canal de transmisión).
- Sobre las personas o elementos receptores.

El estudio de los mecanismos de transmisión de los ruidos, ya sean aéreos o de vibración o impacto, nos permitirá sacar conclusiones respecto a las barreras a utilizar para evitar parte de dicha transmisión, o lo que es equivalente, la naturaleza del mecanismo de aislamiento a utilizar.

### *11.2.1 Transmisión del ruido aéreo.*

La transmisión de los ruidos aéreos a un local se realiza a través de los cerramientos de separación del local receptor, ya sea con el medio exterior (fachada y cubierta) o con locales contiguos (medianeras, tabiquería interior y forjados). Las ondas acústicas que constituyen dicho ruido, ya sean las directas o bien las reverberadas en el interior de un local, someten a las superficies que encuentran a fuerzas normales, que provocan en los cerramientos movimientos vibratorios que se transmiten tanto a los elementos adyacentes como al aire circundante interior al

local receptor. Es decir, al incidir sobre un cerramiento (vertical u horizontal) una onda sonora, parte de su energía se transfiere al mismo como energía de un movimiento vibratorio que se propaga en su interior. Este movimiento vibratorio del cerramiento provoca, en el aire en contacto con el mismo, ondas sonoras en el local receptor, cuya amplitud y frecuencias dependen de la amplitud y frecuencias de la vibración del cerramiento. En este proceso sólo una parte de la energía de la onda incidente se transfiere a la onda sonora del local receptor, siendo el resto reflejada por el cerramiento o disipada en el interior del mismo.

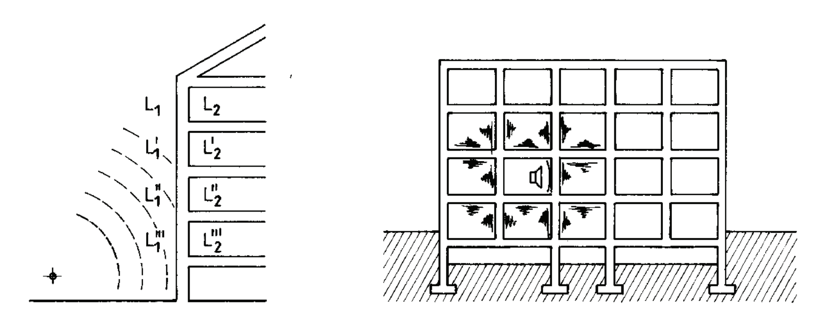



**Figura 11.1:** Transmisión de ruido aéreo.

| EDIFICIO | LOCAL | Nivel $L_{eq}$ máximo $dB(A)$ día | noche |
|---|---|---|---|
| Residencial privado | Estancias | 45 | 40 |
| | Dormitorios | 40 | 30 |
| | Servicios | 50 | – |
| | Zonas comunes | 50 | – |
| Residencial público | Estancias | 45 | 30 |
| | Dormitorios | 40 | – |
| | Servicios | 50 | – |
| | Zonas comunes | 50 | – |
| Administración y oficinas | Despachos Profesionales | 40 | – |
| | Oficinas | 45 | – |
| | Zonas comunes | 50 | – |
| Sanitario | Estancias | 45 | – |
| | Dormitorios | 30 | 25 |
| | Zonas comunes | 50 | – |
| Docente | Aulas | 40 | – |
| | Salas lectura | 35 | – |
| | Zonas comunes | 50 | – |

**Tabla T.11.1:** Niveles máximos de inmisión de ruido recomendados por la NBE–CA–88.

Los mecanismos de aislamiento a ruido aéreo tienen como objeto reducir al mínimo la energía de la onda sonora que se produce en el local receptor, bien

mediante el diseño adecuado del cerramiento a través del cual llega el ruido, o bien disminuyendo la energía de la onda sonora antes de que incida sobre el mismo.

La norma acústica establece los niveles de inmisión de ruido aéreo que se recomienda no sobrepasar en los distintos locales según su uso y hora diaria (tabla T.11.1).

## *11.2.2 Transmisión de ruidos de impacto.*

Los ruidos de impacto son originados en las percusiones o choques entre sólidos (caída de objetos, pisadas etc.). En el choque se le comunica este último una energía que le hace entrar en vibración, la cual se transmite a los elementos constructivos en contacto con él y provoca ondas sonoras en el aire del local receptor.

La vibración de un elemento constructivo sometido a impacto tiene las características de ser un ruido de muy corta duración y de propagarse con gran facilidad a los elementos constructivos contiguos, con muy poca atenuación, por lo que el ruido producido por impacto también será de corta duración, pudiendo aparecer en locales a gran distancia de su origen con una atenuación pequeña.

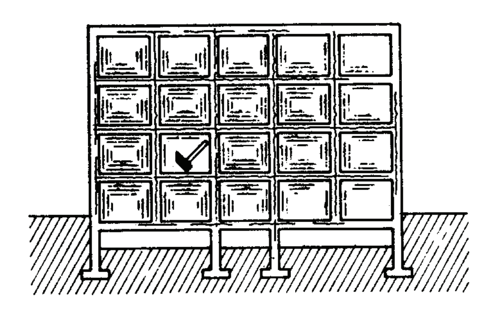


**Figura 11.2:** Transmisión de ruido de impacto.

Los mecanismos de aislamiento a ruido de impacto pretenden disminuir la vibración del elemento constructivo, bien mediante el adecuado diseño del mismo, bien amortiguando el impacto para que no le transmita tanta energía. En este caso, es importante el adecuado diseño de las uniones con los elementos constructivos adyacentes, para evitar la propagación de la vibración a los mismos.

## *11.2.3 Transmisión de ruidos de vibraciones.*

Los ruidos de vibración se propagan al entrar en contacto un elemento en vibración con cualquier otro elemento constructivo, con lo cual este último entra, también, en vibración transmitiéndola a cualquier otro en contacto con él y produciendo a su vez una radiación de ondas sonoras.

Estos ruidos se transmiten con mucha facilidad y hasta puntos muy lejanos del elemento que los origina, sin apenas atenuación.

La gran diferencia entre la transmisión de ruidos aéreos y la de ruidos de vibración o impacto, radica en el área que excita cada tipo de ruido. Los ruidos aéreos excitan, normalmente, toda la superficie expuesta al campo acústico, mientras que los ruidos de vibración o impacto excitan una superficie mucho más limitada, con lo cual el grado de excitación suele ser mayor.

En los ruidos de impacto o vibración el aislamiento acústico consiste, en general, en evitar que los mismos pongan en vibración cualquier elemento en contacto con la fuente de ruido, aislando las posibles fuentes de ruidos de impacto o vibración y evitando que la vibración se propague de un elemento a otro.

De todo lo visto se desprende que el aislamiento acústico de un elemento constructivo se puede interpretar como la resistencia que pone dicho elemento a entrar en vibración. De ahí la gran importancia en el aislamiento acústico de la masa del elemento en cuestión.

## *11.3 Conceptos fundamentales.*

En el sentido amplio, se entiende por **RUIDO** cualquier sonido molesto, no deseado o que interfiere en el desarrollo de alguna actividad humana. En general, suele corresponder a una variación aleatoria de la presión acústica.

Los denominados ruidos blanco y rosa se utilizan para realizar las medidas normalizadas. **Ruido blanco** es el que contiene todas las frecuencias con igual intensidad. Su espectro en tercios de octava es una línea recta de pendiente 3 *dB*/octava. Si el espectro de un ruido en tercios de octava es una recta horizontal el **ruido** se denomina **rosa**.

## *11.4 Conceptos sobre índices de molestia.*

De los efectos del ruido en el hombre, el más extendido es el de la molestia, entendida ésta como una sensación de desagrado que afecta negativamente a su confort o bienestar. Siendo la molestia un efecto subjetivo depende tanto de las

características físicas del ruido como del estado de ánimo, edad, sensibilidad, etc. del sujeto. En los casos límite el ruido puede producir transtornos psíquicos e incluso lesiones físicas (sordera, rotura de tímpanos, etc.).

Los índices de molestia más utilizados son:

### *11.4.1 Nivel sonoro ponderado A.*

Se mide directamente con un sonómetro equipado con una red de ponderación que modifica su respuesta en frecuencia para seguir, aproximadamente, la curva de igual sonoridad de 40 *fonios*. El nivel sonoro ponderado $A$, expresado en $dB(A)$, se ajusta bastante a la respuesta subjetiva del oído humano.

### *11.4.2 Nivel sonoro equivalente.*

Se define como la media energética, ponderada en la escala $A$, del nivel de ruido promediado en el intervalo de tiempo de medida. Puede considerarse como el ruido continuo que tendría el mismo contenido en energía acústica, ponderado con la escala $A$, que el ruido real variable, en el mismo período de tiempo,

$$L_{eq} = 10 \log \frac{1}{T} \int_0^T \frac{p^2(t)}{p_0^2} dt \qquad (11.1)$$

Donde $T$ es el tiempo total de medida en segundos, $p(t)$ es la presión acústica instantánea en la escala de ponderación $(A)$ y $p_0$ es la presión acústica de referencia.

El nivel sonoro equivalente se utiliza para evaluar algunos tipos de ruido (tráfico rodado, ruido comunitario, etc.) y su medida sólo puede realizarse mediante sonómetros integradores.

### *11.4.3 Nivel equivalente dia-noche.*

Es el nivel sonoro equivalente, en el que se introduce una corrección para ponderar más el ruido que se produce por la noche, es decir entre las 22 y las 7 horas, teniendo en cuenta el mayor grado de molestia que produce el ruido en las horas de descanso. La corrección supone aumentar $10\ dB(A)$ los niveles sonoros medidos en el período nocturno.

## *11.4.4 Nivel de contaminación acústica.*

El nivel de contaminación acústica está constituido por dos términos, el primero de ellos es el nivel sonoro equivalente y el segundo representa el incremento de molestia causado por las fluctuaciones en el nivel. Así,

$$LNP = L_{eq} + 2{,}56\,\sigma \qquad (11.2)$$

donde $L_{eq}$ es el nivel sonoro equivalente medido en el período de medida y $\sigma$ es la desviación típica del nivel instantáneo durante el mismo período de tiempo.

## *11.4.5 Indice del ruido de tráfico.*

Viene definido por la expresión:

$$TNL = 4\left(L_{10} - L_{90}\right) + L_{90} - 30 \qquad (11.3)$$

siendo:

$$\begin{cases} L_{10} \rightarrow & \text{el nivel que sólo se sobrepasa durante el} \\ & \text{10\% del tiempo de medida.} \\ L_{90} \rightarrow & \text{el nivel que se sobrepasa durante el 90\% del} \\ & \text{tiempo de medida.} \end{cases}$$

Al igual que el nivel de contaminación acústica, el $TNL$ se suele utilizar para los casos en que la molestia es producida también por la variación del nivel de ruido con el tiempo.

## *11.4.6 Nivel de ruido percibido.*

Se utiliza para la medida del ruido de tráfico aéreo y está basado en el grado de ruido percibido. Su cálculo se realiza en tercios de octava, tomando medidas cada medio segundo, las cuales se ponderan y suman para dar un valor de ruidosidad percibida. Este valor se convierte en el nivel de ruido percibido por medio de unas tablas normalizadas. A partir del nivel de ruido percibido $(PNL)$ se obtiene el nivel efectivo de ruido percibido $(EPNL)$ corrigiendo el primero según su duración y por

la presencia de tonos puros. Finalmente teniendo en cuenta el período del día en que tiene lugar el ruido se obtiene un nuevo índice (*WECPNL*).

### *11.4.7 Indice de ruido y número de operaciones.*

A partir del nivel de ruido percibido (*PNL*) y teniendo en cuenta el número de operaciones, $n$, se define el índice de ruido y número de operaciones, *NNI*, como:

$$NNI = PNL + 15\log n - 80 \tag{11.4}$$

en donde $n$ es el número de operaciones realizadas en 24 horas.

### *11.4.8 Nivel de exposición al ruido de un suceso aislado.*

Este se define como el nivel constante que, si se mantuviese por un período de tiempo de referencia (1 segundo), transmitiría al receptor la misma cantidad de energía acústica, ponderada A, que el ruido medido. Este es un nivel equivalente normalizado para un período de referencia. Su expresión es:

$$SEL = 10\ \log \int_{t1}^{t2} 10^{L(t)/10}\ dt = 10\ \log \int_{t1}^{t2} \frac{p^2(t)}{p_0^2}\ dt \tag{11.5}$$

donde $L(t)$ es el nivel de presión acústica instantánea en $dB(A)$, y $t_1$ y $t_2$ es el intervalo de tiempo en el que tiene lugar el suceso.

Este parámetro se usa para medir sucesos aislados, o bien integrados en ambientes en los que se producen distintos tipos de ruido.

A partir del *SEL* se puede obtener el nivel sonoro equivalente, según la expresión,

$$L_{eq} = 10\log\frac{1}{T}\sum_{i=1}^{n} 10^{SEL_i/10} \tag{11.6}$$

donde $n$ es el número de sucesos en el intervalo de tiempo $T$ y $SEL_i$ es el nivel de exposición al ruido del suceso $i$.

# *11.5 Conceptos sobre aislamiento de ruidos aéreos.*

Los conceptos fundamentales respecto al aislamiento de ruidos aéreos son:

## *a) Aislamiento acústico específico de un elemento constructivo.*

Es la reducción de la intensidad acústica causada por un elemento constructivo, medida en $dB$. Su expresión es:

$$a = 10 \log \frac{I_i}{I_t} \qquad (11.7)$$

donde $I_i$ es la intensidad acústica incidente e $I_t$ la intensidad acústica transmitida. Su medida sólo puede efectuarse en laboratorio para garantizar que $I_t$ es sólo la intensidad transmitida a través del elemento constructivo y no por otros caminos.

A partir de esta expresión, podemos expresar el aislamiento acústico específico como la diferencia entre los niveles de intensidad acústica incidente y transmitida,

$$a = 10 \log \frac{I_i / I_0}{I_t / I_0} = 10 \log \frac{I_i}{I_0} - 10 \log \frac{I_t}{I_0} = L_i - L_t \qquad (11.8)$$

El aislamiento acústico específico de un elemento constructivo depende de sus propiedades mecánicas y puede calcularse, en forma aproximada, como se verá más adelante en el Capítulo XIII, por la denominada ley de masas que establece que la reducción de la intensidad acústica a través de un elemento es función del cuadrado del producto de la masa unitaria por la frecuencia considerada,

$$\frac{I_i}{I_t} \approx \left( f\, M \right)^2 \qquad (11.9)$$

Si expresamos la reducción de intensidad acústica en $dB$ tenemos:

$$a \approx 10 \log \left( f\, M \right)^2$$

Si comparamos la reducción de intensidad que se produce para las frecuencias $f$ y $2f$,

$$a(2f,M) \approx 10\log(2f\,M)^2 = 10\log 4 + 10\log(f\,M)^2 = a(f,M) + 6\ dB$$

es decir, para una misma masa, cada vez que se duplica la frecuencia, la reducción de intensidad aumenta en $6\ dB$.

De manera análoga, para las masas $M$ y $2M$ obtendremos:

$$a(f,2M) = a(f,M) + 6\ dB$$

es decir, para aumentar en $6\ dB$ la reducción de intensidad tenemos que duplicar la masa.

Es importante tener en cuenta que la Ley de Masas se deduce de un modelo físico simplificado que considera las masas independientes entre sí, mientras que en la realidad los elementos constructivos están unidos los unos a los otros mediante ligaduras más o menos rígidas, por lo que la aplicación práctica de la ley de masas es muy reducida, y en cualquier caso se analizará con más detalle en el Capítulo XIII, pero desde el punto de vista conceptual es muy importante tener en cuenta que:

- Es más fácil aislar las altas frecuencias que las bajas.
- La importancia de la masa del elemento separador en el aislamiento del mismo.
- La ley de masas tal y como se ha enunciado sólo es aplicable a tonos puros y a masas aisladas sin ningún tipo de ligadura.

## *b) Aislamiento acústico bruto de un local respecto a otro.*

Se define como la diferencia de niveles de intensidad acústica en ambos recintos,

$$D = L_1 - L_2 \qquad (11.10)$$

siendo: $\begin{cases} L_1 \rightarrow \text{nivel de intensidad en el local emisor.} \\ L_2 \rightarrow \text{nivel de intensidad en el local receptor.} \end{cases}$

Su medida, conceptualmente simple, entraña dificultades técnicas a la hora de evaluar los niveles en ambos recintos, por la complejidad de la distribución espaciotemporal de la intensidad acústica en los mismos.

## *c) Aislamiento acústico bruto normalizado.*

Definido como el aislamiento acústico bruto referido a un valor prefijado de absorción acústica del recinto receptor, para tener en cuenta su poder absorbente. Su expresión es:

$$D_n = L_1 - L_2 + 10\log\frac{A_0}{A} = D + 10\log\frac{A_0}{A} \qquad (11.11)$$

en donde $A$ es la absorción acústica del recinto receptor y $A_0 = 10\,m^2$, es la absorción de referencia.

Referida al tiempo de reverberación del local receptor, $t_R$, la expresión (11.11) queda:

$$D_n = D + 10\log\frac{t_R}{0{,}5} \qquad (11.12)$$

## *d) Aislamiento acústico normalizado.*

Caracteriza el aislamiento acústico a ruido aéreo ofrecido por un elemento constructivo. Se mide directamente en laboratorio entre dos recintos contiguos en condiciones acordadas internacionalmente (Norma UNE 74.040/III). Se define mediante la siguiente expresión:

$$R = D + 10\log\frac{S}{A} = L_1 - L_2 + 10\log\frac{S}{A} \qquad (11.13)$$

en donde $S$ es la superficie en $m^2$ del elemento separador y $A$ es la absorción del recinto receptor en $m^2$.

## *e) Aislamiento de elementos constructivos mixtos.*

El aislamiento debe considerarse, en este caso, desde un punto de vista global, teniendo en cuenta los aislamientos específicos de cada elemento componente así como las áreas de los distintos elementos simples.

El aislamiento acústico global, puede calcularse mediante la expresión:

$$a_G = 10 \log \frac{\sum S_i}{\sum \frac{S_i}{10^{a_i/10}}} \tag{11.14}$$

en donde $S_i$ es el área del elemento constructivo $i$ y $a_i$ su aislamiento específico.

En el caso más sencillo de dos elementos componentes, por ejemplo una pared con ventana, la expresión (11.14) queda:

$$a_G = 10 \log \frac{S_c + S_v}{\frac{S_c}{10^{a_c/10}} + \frac{S_v}{10^{a_v/10}}}$$

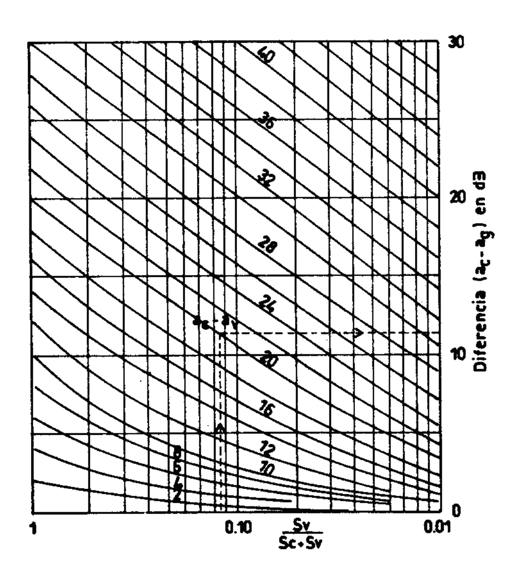



**Figura 11.3:** Aislamiento global de elementos constructivos mixtos formados por dos elementos. (NBE-CA-88).

Esta expresión se representa gráficamente en la figura 11.3 en la que se comprueba que el aislamiento global de un elemento constructivo mixto, formado por dos elementos, es como máximo $10\ dB$ mayor que el aislamiento específico del elemento con menor aislamiento.

# *11.6 Transmisión de ruidos de impacto y vibraciones.*

Los conceptos fundamentales respecto a la transmisión de ruidos de impacto y vibraciones son:

## *a) Nivel de ruido de impacto normalizado.*

Es el nivel de ruido producido por una máquina de impactos normalizada (Norma UNE 74.040/III) en el recinto subyacente.

Se define mediante la expresión:

$$L_n = L - 10\log\frac{10}{A} \qquad (11.15)$$

en donde $L$ es el nivel de presión medido directamente y $A$ es la absorción del recinto receptor en $m^2$.

## *b) Atenuación acústica bruta.*

La atenuación acústica bruta, llamada también mejora de aislamiento a ruido de impacto, es la disminución de nivel de presión (en bandas de octava o tercios de octava) del ruido de impacto normalizado que resulta de la colocación de un revestimiento de suelo.

$$\Delta L = L_{NO} - L_N$$

donde $L_{NO}$ es el nivel de presión del ruido de impacto en la sala receptora, sin revestimiento de suelo, y $L_N$ es el nivel de presión del ruido de impacto en la sala receptora, cuando la máquina de impactos actúa sobre un revestimiento de suelo.

Si $L_{NO}$ y $L_N$ son medidos con la misma absorción en la sala receptora, se admite que la atenuación bruta es equivalente a la atenuación normalizada y se puede calcular como:

$$\Delta L = L_O - L$$

donde $L_O$ y $L$ son los niveles de presión medidos directamente antes y después de la colocación del revestimiento.

### *c) Intensidad de percepción de vibraciones.*

Es un parámetro subjetivo obtenido experimentalmente con un gran número de ensayos. Corresponde a la percepción subjetiva de las vibraciones en el margen de 0,5 a 80 *Hz*. Se define mediante la expresión:

$$k = a_a \frac{\alpha}{\sqrt{1+\left(f/f_0\right)^2}} \tag{11.16}$$

donde $a_a$ es la amplitud de la aceleración en $m/s^2$, $\alpha$ es un coeficiente experimental de valor $12{,}5\, s^2/mm$, $f_0 = 10\, Hz$ y $f$ la frecuencia considerada.

# Capítulo XII

# Fuentes de Ruido en los Edificios

# 12.1 Introducción.

Al objeto de poder aislar acústicamente un local es imprescindible conocer la localización y características de las posibles fuentes de ruido que pueden afectarle.

Desde el punto de vista acústico, conocer las características de las fuentes de ruido implica el conocimiento de los niveles de ruido que generan a una distancia determinada, o la potencia acústica de las mismas, el carácter temporal del ruido (intermitente, continuo etc.) y su contenido espectral.

Las fuentes de ruido se pueden clasificar, en primer lugar, según provengan del interior de la edificación o del exterior de la misma, en fuentes interiores al edificio y fuentes exteriores al mismo

# 12.2 Fuentes de ruido y vibración en el interior de los edificios.

Se entiende como fuentes internas de ruido, aquellas que están situadas en el interior de los edificios y que provienen de su utilización, ocupación, uso etc.

Las fuentes de ruido internas a los edificios varían desde las instalaciones (fontanería, aire acondicionado, calefacción etc.) del mismo, que siempre son molestas, hasta la voz humana, los instrumentos musicales etc., que pasan de ser deseados por los individuos que las producen a ser molestos para el resto de vecinos.

En el presente capítulo se van a estudiar, someramente, las principales fuentes de ruido interiores a los edificios.

## 12.2.1 Conversaciones.

La conversación, en tono normal, presenta variaciones apreciables de nivel, con un valor medio de $60\text{–}65\ dB(A)$ a distancia de un metro y con oscilaciones de hasta $20\ dB$. En la tabla T.12.1 se muestran los niveles típicos alcanzados por la voz humana a $1\ \text{m}$ de los labios, según el tipo de conversación.

| Tipo de conversación | Nivel $dB(A)$ |
|---|---|
| Voz baja | 45 – 55 |
| Voz normal | 55 – 65 |
| Voz alta | 65 – 75 |
| Voz muy alta | 75 – 85 |
| gritando | 90 – 100 |

**Tabla T.12.1:** Nivel de presión de una conversación a un metro.

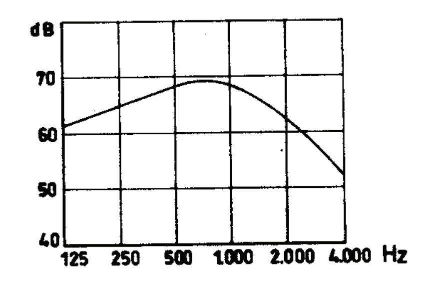



**Figura 12.1:** Espectro en frecuencias de una conversación humana. (Josse).

En la figura 12.1, se representa el espectro de potencia de una persona hablando en tono normal.

El rango de frecuencias importantes para la palabra va de 200 a 4.000 *Hz*. Las vocales desarrollan su energía principalmente por debajo de los 1.500 *Hz* y las consonantes por encima de ella. El máximo de energía se presenta en las frecuencias medias (400–800) aunque la zona de frecuencia que más contribuye a la inteligibilidad es la de frecuencias altas (1.000–4.000 *Hz*), donde desarrollan la energía las consonantes.

La percepción de las conversaciones de unos locales a otros depende del ruido ambiente, y así, una misma conversación puede ser inaudible durante el período diurno y ser totalmente comprensible durante el nocturno, con la consiguiente molestia para unos y pérdida de intimidad para otros.

Cuando en un local se hallan reunidas varias personas, no todas hablan simultáneamente. Se ha podido comprobar que en el transcurso de una reunión el nivel sonoro medio es de 55–65 *dB*, mientras no se sobrepasan las 70–100 personas. La figura 12.2 representa el nivel de la presión acústica global en el transcurso de una reunión, en función del número de asistentes. La discontinuidad que presenta la gráfica es debida a que, a medida que aumenta el número de personas presentes, éstas tienden a forzar la voz para hacerse oír por las personas próximas, actuando de efecto multiplicador del nivel sonoro.

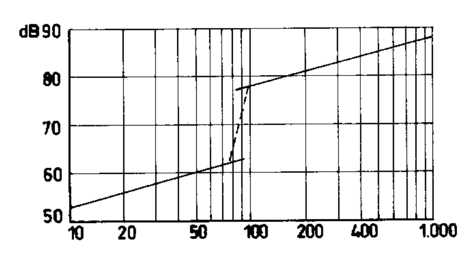



**Figura 12.2:** Nivel de presión acústica de una reunión según el número de personas presentes. (Josse).

### *12.2.2 Ruido provocado al andar.*

Las fuerzas que soportan los suelos debidos al peso de las personas varían según los individuos y su forma de andar, el tipo de calzado y el tipo de marcha (rápida, lenta, pesada, ligera etc.).

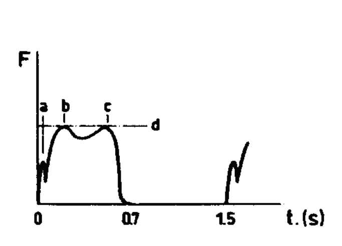



**Figura 12.3:** Fuerza vertical de una pisada, con pie calzado. (Josse).

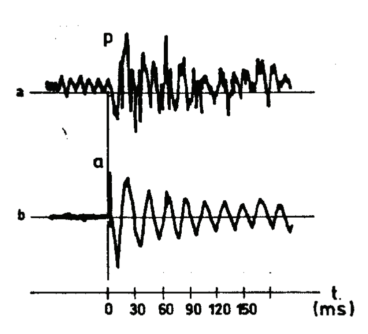



**Figura 12.4:** Presión sonora y aceleración producida por la pisada de una persona al andar. (Josse).

Para una persona media, andando calzada y a paso normal sobre un suelo duro, la componente vertical de fuerza transmitida al suelo varía con el tiempo según la figura 12.3.

El ruido provocado por los diversos impactos al andar se compone de un chasquido más o menos seco, que corresponde al choque del tacón, acompañado de un ruido sordo, correspondiente al paso del peso del cuerpo sobre cada pie. El chasquido es tanto más importante cuanto más duros son el tacón del zapato y el pavimento del suelo. En la figura 12.4 se representa la variación de presión acústica al andar.

Un suelo blando y un tacón blando son el medio más eficaz para evitar el ruido de pisadas.

El valor máximo del nivel de presión acústica en el local es del orden de 60 dB.

### *12.2.3 Radio, televisión y aparatos de alta fidelidad.*

El nivel de ruido medio producido y las fluctuaciones del nivel instantáneo dependen, en gran medida, del programa que se escucha.

La escucha a volumen normal de radio o televisión corresponde a un nivel de presión media del orden de $60\ dB(A)$, mientras que a gran volumen el nivel medio

es aproximadamente de 75 $dB(A)$. Las cadenas de alta fidelidad pueden alcanzar niveles hasta de 100–105 $dB(A)$. El espectro de frecuencias que barren cualquiera de estos aparatos es muy amplio.

Los altavoces y cajas acústicas colocados en muebles o paredes pueden transmitir vibraciones a los mismos, por lo que deberán instalarse mediante elementos que impidan su transmisión.

### *12.2.4 Instrumentos musicales.*

Los niveles sonoros que generan varían entre márgenes muy amplios (70–100 $dB(A)$), así como los rangos de frecuencias que emiten, dependen, así mismo, del tipo de instrumento musical.

Los instrumentos de música (de cuerda o viento) pueden generar sonidos con un nivel de 90–100 $dB$ en la gama de frecuencias que les son propias (50 a 1.500 $Hz$ según el tipo de instrumento). Para un piano se han medido 74 $dB(A)$ durante un *pianíssimo* y 86 $dB(A)$ en el curso de un *fortíssimo*.

Los instrumentos musicales que se apoyan en el suelo transmiten vibraciones, por lo que deberán llevar tacos elásticos para evitar su transmisión al forjado y a la estructura. Los que emiten gran cantidad de energía son capaces de hacer entrar en resonancia las lámparas, focos, vidrios y elementos metálicos, por lo que se deberán estudiar sus frecuencias de resonancia para evitar este fenómeno.

### *12.2.5 Aparatos electrodomésticos.*

La mayoría de aparatos electrodomésticos generan, a la vez, ruidos aéreos y ruidos de vibración que se propagan a los sólidos en contacto con los mismos. Sólo los ruidos aéreos han sido objeto de medidas, mientras que los ruidos que los electrodomésticos

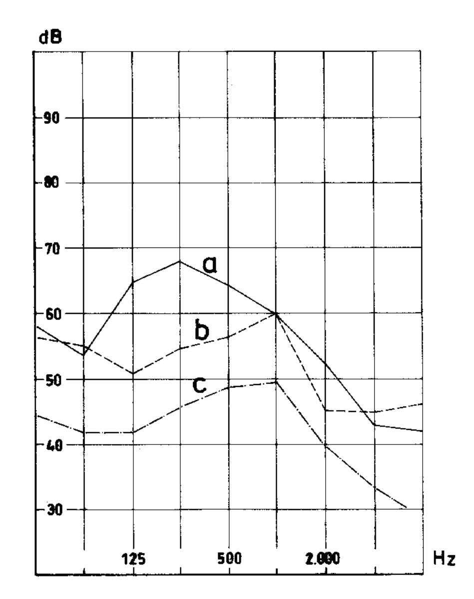



**Figura 12.5:** Niveles de presión acústica de algunos electrodomésticos. a) Extractor de humos. b) Frigorífico. c) Calefactor. (Mestre y García).

transmiten a paredes o suelos en contacto no lo han sido por depender, en gran medida, de las condiciones de montaje.

Para evitar este segundo tipo de ruido, se seguirán las recomendaciones de los fabricantes sobre las condiciones de asentamiento, y en todo caso, se situarán sobre elementos antivibratorios.

| | Presión acústica |
|---|---|
| Lavadora: Lavado | 60 $dB(A)$ |
| Escurrido | 75 $dB(A)$ |
| Robot de cocina | 75–90 $dB(A)$ |
| Aspirador | 79 $dB(A)$ |
| Máquina coser | 70 $dB(A)$ |
| Nevera | 35 $dB(A)$ |
| Campana humos: Gran velocidad | 65 $dB(A)$ |
| Pequeña velocidad | 53 $dB(A)$ |
| | Potencia acústica |
| Secador | 45–60 $dB(A)$ |
| Acondicionador de aire | 45–60 $dB(A)$ |
| Humidificador | 65–85 $dB(A)$ |

**Tabla T.12.2:** Nivel de presión o potencia acústica de aparatos electrodomésticos. (Josse).

## *12.2.6 Instalaciones.*

Las instalaciones producen también ruidos aéreos y vibraciones que se transmiten por los sólidos en contacto con las mismas. Distinguiremos entre instalaciones de fontanería, aire acondicionado, calefacción y ascensores.

### *Instalaciones de fontanería.*

Las fuentes sonoras de estas instalaciones son los grifos y las conducciones.

Los grifos originan ruidos debido a las turbulencias que se generan en el agua, por sus estrangulamientos y codos. Hay que añadir, a veces, el fenómeno de cavitación. El ruido generado por los grifos es radiado al medio ambiente a través de su superficie y se transmite a otras zonas por las conducciones. En la figura 12.6, se representa el espectro del ruido producido por grifos mediante los niveles de presión a $1\ m$ de distancia.

Para evitar la transmisión del ruido a otras dependencias se colocarán elementos elásticos en su unión con las conducciones.

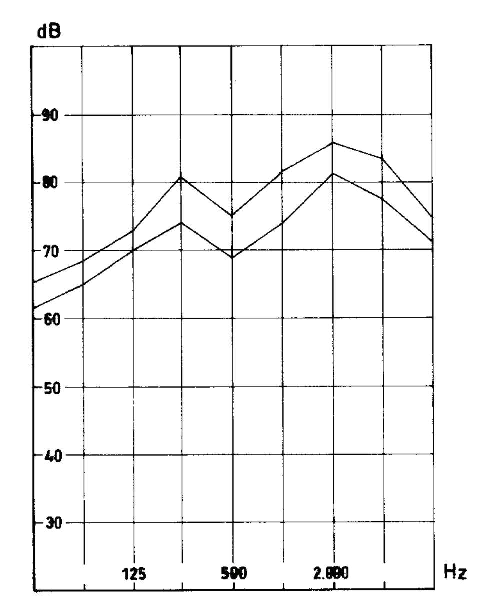



**Figura 12.6:** Nivel de presión en frecuencias del ruido de un grifo. (Mestre y García).

**Figura 12.7:** Nivel de presión del ruido de las tuberías de agua. (Mestre y García).

En las conducciones se genera ruido y vibraciones debido a las turbulencias que se originan en el fluido que contienen. Cuando el régimen es laminar el ruido generado es prácticamente nulo ($v$ entre 1 y 3 $m/s$ siempre que no existan codos, ramificaciones bruscas, irregularidades en las superficies etc.). Las conducciones transmiten el ruido a través de su superficie y a elementos en contacto con las mismas. Las transmisiones a elementos constructivos se evitarán colocando elementos elásticos en las uniones de las conducciones con cualquier otro elemento constructivo. En la figura 12.7, se grafía el espectro de presión acústica producido por las conducciones a 1 $m$ de distancia de las mismas.

### *Sistemas de aire acondicionado.*

En la figura 12.8, se representa un esquema de las fuentes de ruido en las instalaciones de aire acondicionado, así como las vías de transmisión del ruido que producen.

Las fuentes de ruido son los ventiladores, las unidades de refrigeración y las cajas de distribución y bobinas de inducción. Todos estos equipos suelen estar

situados en un mismo recinto, el cual debe estar aislado del resto del edificio, tanto en cuanto a sus cerramientos (ruido aéreo), como a los elementos en contacto con los mismos (ruidos de vibraciones).

Finalmente el ruido generado por los sistemas de aire acondicionado se transmite directamente a las distintas dependencias por medio de los conductos de aire. Las ondas sonoras sufren una atenuación mínima, a no ser que las paredes de los conductos sean absorbentes. Se suelen utilizar también atenuadores o silenciadores en los conductos.

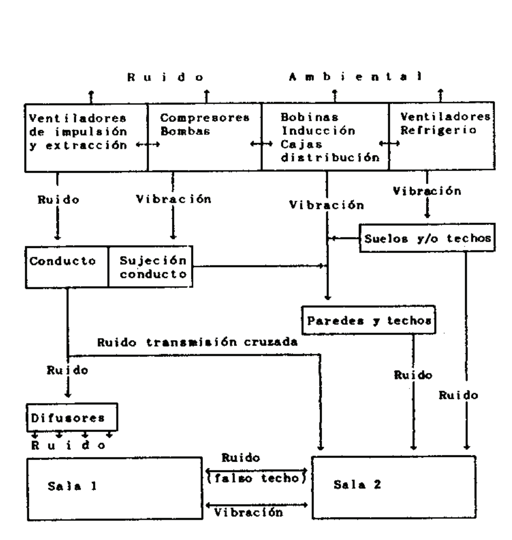



**Figura 12.8:** Fuentes de ruido en un sistema de aire acondicionado.

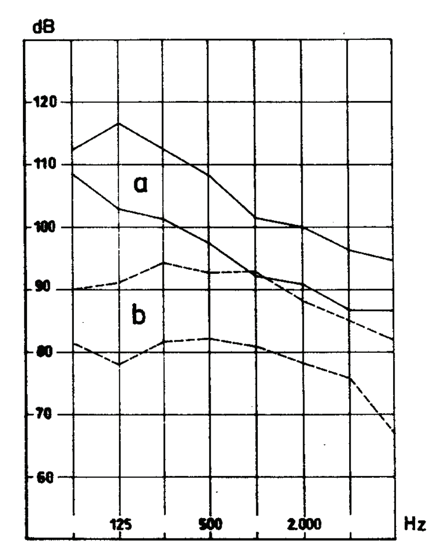



**Figura 12.9:** Niveles de potencia emitidos por dos tipos de ventiladores. a) centrífugos. b) axiales. (Mestre y García).

Por otra parte el flujo de aire en el interior de las conducciones es también fuente de ruido. El nivel sonoro es proporcional a la sexta potencia de la velocidad del flujo (cada vez que se dobla la velocidad se aumentan 16 *dB*) y depende también de las turbulencias existentes. Para evitar este ruido generado en las conducciones hay que conseguir velocidades bajas o impedir la generación de turbulencias.

Hay que añadir, que si se reducen excesivamente los niveles de ruido radiados por las conducciones, se corre el peligro de que, a través de las mismas, se oigan conversaciones u otros ruidos entre dependencias adyacentes. Por otra parte el sonido entre dichas dependencias también se puede transmitir a través de la cámara de aire entre el falso techo y el forjado, por donde van las conducciones. Para evitar esta transmisión se continuarán las particiones verticales hasta el forjado, sellando las aberturas de las conducciones.

### *Sistemas de calefacción.*

Las fuentes de ruido más importantes en los sistemas de calefacción son los quemadores, calderas y bombas de circulación que pueden generar niveles sonoros de 75–95 $dB(A)$ en las salas donde están instalados.

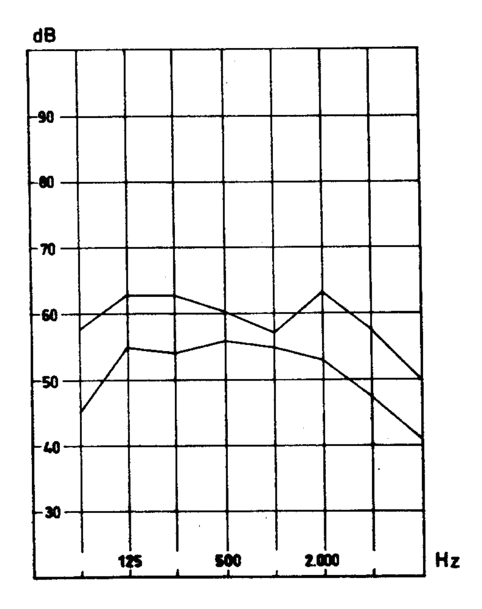



**Figura 12.10:** Nivel de presión a 1 $m$ de bombas de calefacción. (Mestre y García).

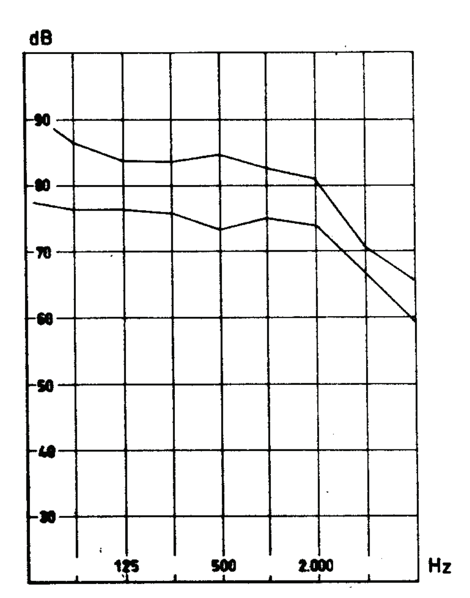



**Figura 12.11:** Nivel de presión a 1 $m$ de calderas de calefacción. (Mestre y García).

En las figuras 12.10 y 12.11 se representan aspectos típicos de niveles de presión a 1 $m$ de distancia generados por bombas o calderas respectivamente.

Habrá que cuidar, pues, el aislamiento acústico del recinto donde esté ubicada la maquinaria, ya sea a ruido aéreo (cerramientos) o a ruido de vibraciones (elementos antivibradores).

Las conducciones de circulación del agua caliente pueden ser a su vez origen de ruidos y vibraciones, por lo que se las tratará como se ha visto en las conducciones de agua de las instalaciones de fontanería.

### *Ascensores.*

Constituyen fuentes sonoras intermitentes que pueden funcionar tanto de día como de noche. Las principales fuentes de ruido son: la sala de máquinas, las guías y carriles y la puerta de la cabina.

En la figura 12.12, se muestran espectros típicos de presión sonora generados en el interior de una sala de máquinas.

Los impactos producidos por ascensores al pasar por los sistemas de seguridad y en las operaciones de parada y arrancada pueden generar, en el interior de locales adyacentes, ruidos con un espectro de presión como el representado en la figura 12.13.

Como cualquier otra fuente de ruidos de vibración, la maquinaria de ascensor se montará sobre elementos antivibratorios, y los restantes elementos del sistema elevador, con sujeciones elásticas que dificulten la transmisión de vibraciones

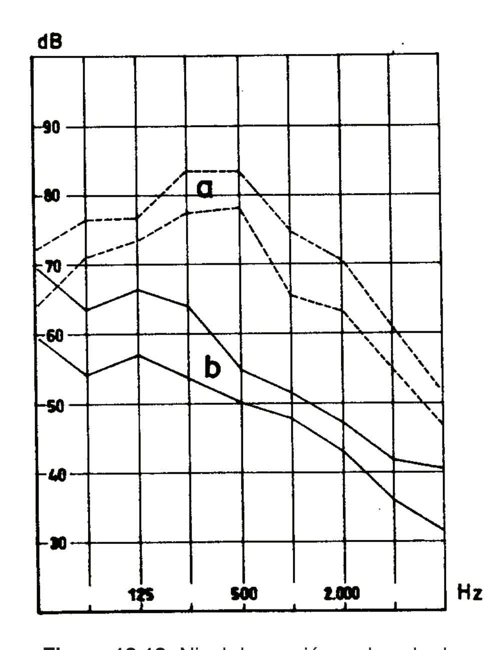



**Figura 12.12:** Nivel de presión en la sala de máquinas del ascensor.
a) Paradas y arrancadas.
b) Funcionando normalmente.
(Mestre y García).

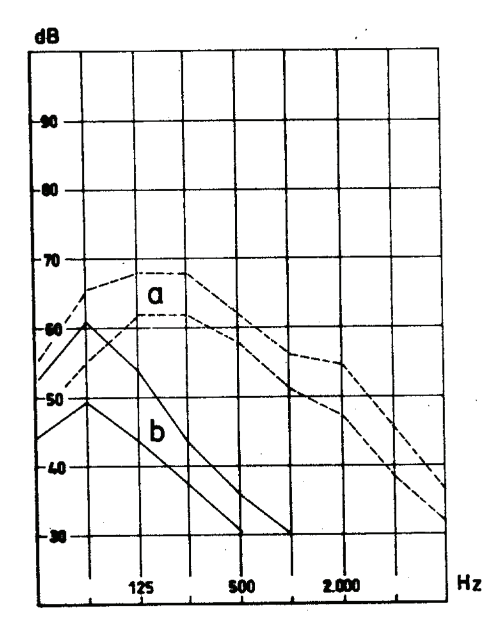



**Figura 12.13:** Nivel de presión en una vivienda próxima al ascensor.
a) Funcionando normalmente.
b) Paradas y arrancadas.
(Mestre y García).

## *Paso de conducciones a través de los elementos constructivos.*

Aunque no es propiamente una fuente de ruido, el paso de las conducciones de agua, gas, electricidad, aire, etc. a través de los forjados y paredes, en general se convierte en un camino muy adecuado para:

- La transmisión del ruido y las vibraciones a través de las conducciones, sobre todo si son metálicas.
- La rotura de la continuidad del forjado o de la pared, con el consiguiente debilitamiento de la capacidad aislante del mismo.
- La transmisión de la vibración al cerramiento que se convierte de este modo en un nuevo foco emisor de ruido.

Para evitar este efecto, siempre que ello sea posible, el paso de conducciones a través de cerramientos deberá:

- Cortarles la conducción en tramos que se unirán mediante manguitos antivibraciones.
- Sujetar la conducción al muro o forjado mediante uniones elásticas que impidan el paso de las vibraciones al cerramiento.
- Cerrar con la máxima estanqueidad los orificios de paso de las conducciones por el cerramiento.
- Colocar juntas de dilatación en las conducciones para evitar que produzcan grietas en los cerramientos.

En el caso de conductos de aire acondicionado por los falsos techos se deberá además:

- Continuar los tabiques por encima de los falsos techos de manera que los locales contiguos no estén unidos por la cámara.
- Cuidar el diseño de la red de conductos de aire para que el ruido no pase de un local a otro por su interior (interior absorbente y/o silenciadores).
- El retorno del aire debe ser por conductos.

# Capítulo XIII

# Aislamiento a Ruido Aéreo

# 13.1 Introducción.

En capítulos anteriores ya se ha planteado el aislamiento acústico a ruido aéreo. En términos generales, su solución pasa por el diseño de los adecuados cerramientos entre el espacio a aislar o local receptor y los espacios colindantes donde están ubicadas las posibles fuentes de ruido, con el fin de reducir la energía acústica que es transmitida, a través de dichos cerramientos, al local receptor.

Hay que distinguir según que la transmisión del ruido aéreo se realice entre locales contiguos o entre el local a acondicionar y el medio exterior.

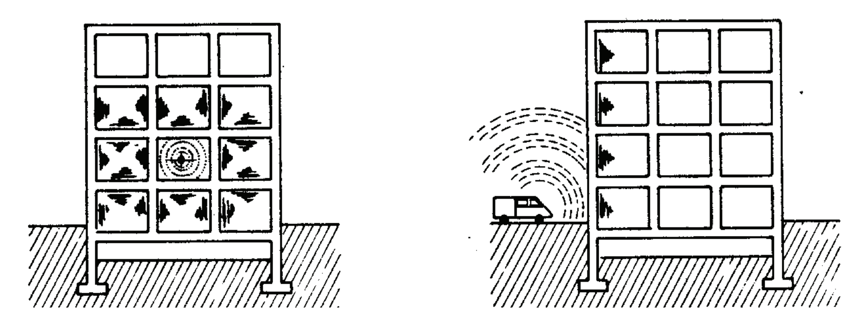


**Figura 13.1:** Transmisión de ruidos aéreos.
a) Entre recintos contiguos. b) Entre un recinto y el medio exterior.

# 13.2 Aislamiento a ruido aéreo entre recintos contiguos.

Las ondas sonoras emitidas por una fuente de ruido situada en un recinto (local emisor) alcanzan siempre por caminos más o menos directos los recintos contiguos (locales receptores).

El aislamiento de un local respecto a otro se caracteriza por la diferencia existente entre los niveles de presión acústica de los sonidos reverberados en ambos locales.

$$D = L_1 - L_2 \qquad (13.1)$$

Esta expresión corresponde a lo que en el Capítulo XI se define como **aislamiento acústico bruto**, que, en principio, depende de la frecuencia del sonido considerado.

Como los niveles de las presiones acústicas reverberadas dependen del poder absorbente de los locales, es necesario corregir el aislamiento acústico bruto para tener en cuenta el tiempo de reverberación del local receptor, con lo que se llega a la definición dada para el **aislamiento acústico bruto normalizado** $D_n$,

$$D_n = D + 10\log\frac{t_r}{0{,}5} \qquad (13.2)$$

en donde $t_r$ es el tiempo de reverberación del local receptor. Coinciden ambos aislamientos cuando $t_r = 0{,}5\,s$.

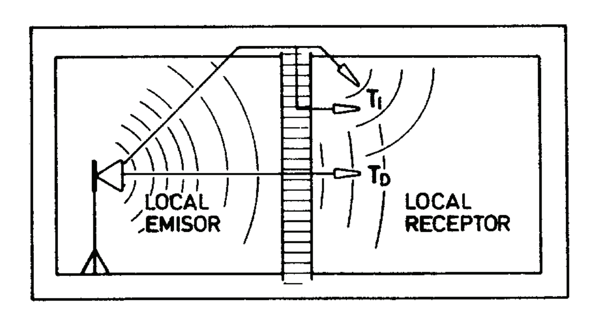



**Figura 13.2:** Aislamiento a ruido aéreo entre dos recintos contiguos.

La transmisión del sonido entre ambos locales sigue caminos diversos que pueden clasificarse en **vía directa**, cuando el sonido se transmite a través del cerramiento entre ambos locales, y en **vías indirectas** cuando el sonido se transmite por cualquier otro camino. El aislamiento bruto depende de ambas vías de transmisión. Cuando interese evaluar la vía directa se estudia la relación entre la intensidad acústica incidente al cerramiento y la transmitida al local receptor, que viene dada por el **aislamiento acústico específico** de dicho cerramiento,

$$a = 10\log\frac{I_i}{I_t} = L_i - L_t \qquad (13.3)$$

y tiene relación con el factor de transmisión del cerramiento,

$$\tau = \frac{I_t}{I_i}\ ; \qquad a = 10\log\frac{1}{\tau}$$

Cuando la transmisión de un local a otro se hace sólo por vía directa, existe una relación entre el aislamiento acústico bruto $(D)$ y el aislamiento acústico específico $(a)$ del cerramiento.

En régimen estacionario la intensidad del campo reverberado que incide contra las paredes del local emisor es:

$$J_1 = \frac{p_1^2}{4\rho c}$$

como la transmisión sólo se realiza a través de la superficie $S$ del cerramiento, la energía acústica incidente por segundo sobre dicha superficie, $W_1$, es:

$$W_1 = S\ J_1 = \frac{S\ p_1^2}{4\rho c}$$

y la transmitida al local receptor, $W_{12}$:

$$W_{12} = \tau W_1 = S\ \tau\, J_1$$

Ahora bien, siendo $A$ la absorción del local receptor, la energía absorbida por el mismo cada segundo es,

$$W_2 = J_2\ A$$

y considerando que toda ella procede del emisor, es:

$$W_2 = W_{12}$$

es decir;

$$\frac{\tau S\ p_1^2}{4\rho c} = \frac{p_2^2}{4\rho c} A \qquad\qquad \frac{p_1^2}{p_2^2} = \frac{A}{\tau S}$$

con lo que el aislamiento bruto resulta:

$$D = 10\log\frac{p_1^2}{p_2^2} = 10\log\frac{A}{\tau S} = 10\log\frac{1}{\tau} + 10\log\frac{A}{S}$$

o bien,

$$D = a + 10\log\frac{A}{S} \tag{13.4}$$

Esta expresión pone de manifiesto que el aislamiento del local 1 respecto al 2 sólo es igual a la del local 2 respecto al 1 si las áreas de absorción equivalentes de ambos locales son iguales.

## 13.3 Transmisión de ruidos aéreos al interior de un local desde el exterior.

Si la fuente sonora se encuentra en el exterior (espacio abierto) el estudio de la transmisión se complica ya que la falta de reverberación (que facilitaba la definición del campo acústico en el local emisor) aumenta las dificultades en la determinación del campo emisor. La dificultad reside, por tanto, en el cálculo de $L_1$, magnitud no directamente medible a causa de la superposición a las ondas incidentes de las ondas reflejadas por el edificio y suelo.

En el caso de que la transmisión del sonido al local receptor se haga exclusivamente por la fachada que presente un aislamiento específico, $a$, el aislamiento $D$ entre exterior e interior viene dado por la expresión:

$$D = a + 10 \log \frac{A}{S \cos \theta} - 6\, dB \qquad (13.5)$$

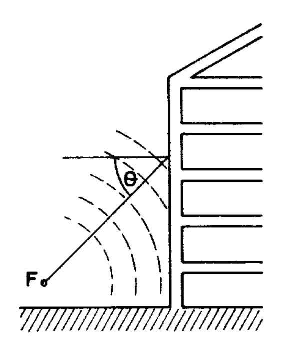



**Figura 13.3:** Aislamiento a ruido aéreo entre un recinto y el medio exterior.

donde $A$ es el área de absorción equivalente del local, $S$ la superficie de la pared o fachada y $\theta$ el ángulo que forma la dirección de las ondas con la normal a la fachada (figura 13.3).

Esta fórmula tiene en cuenta el hecho de que, cuanto mayor es el ángulo de incidencia $\theta$, menor es la energía total que incide sobre el cerramiento y por otra parte la reducción de $6\, dB$ es debida a que el campo acústico exterior no es difuso. Si el foco es próximo ( $\theta$ es variable) la expresión propuesta es:

$$D = \left(L_1' - 3\right) - L_2 \qquad (13.6)$$

siendo $L_1'$ el nivel de presión a 1 ó 2 $m$ de la fachada.

# *13.4 Transmisión del sonido a través de un cerramiento.*

El campo acústico de un espacio A se transmite a un recinto B del siguiente modo:

La energía acústica en A al incidir sobre la pared de separación entre A y el recinto B le imprime un movimiento (vibración) que, a su vez, genera en el recinto B un campo acústico.

Las características y efectos de la transmisión del ruido aéreo dependen de la naturaleza del cerramiento y de las propiedades del campo acústico que se transmite, pudiéndose dar los siguientes casos:

# *13.5 Transmisión de campo no difuso a través de un cerramiento simple.*

Un cerramiento se comporta como simple, cuando en su vibración todo él se mueve como un único sistema.

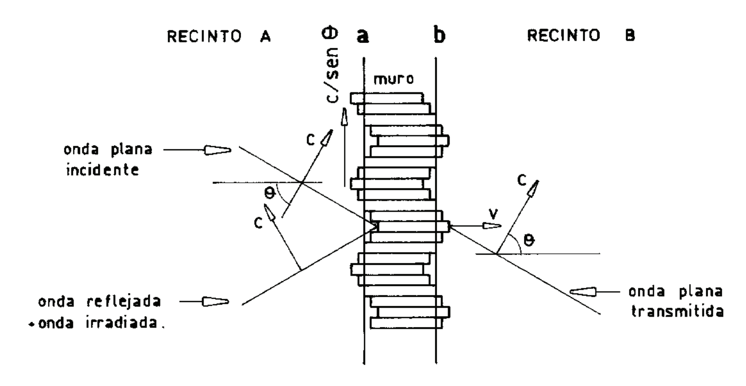



**Figura 13.4:** Transmisión del sonido en un cerramiento simple.

Supongamos, en primer lugar, que el cerramiento es rígido. Al incidir una onda acústica sobre la cara $a$ con un ángulo de incidencia $\theta$, la traza de esta onda sobre el cerramiento progresa a una velocidad constante igual a $\frac{c}{\text{sen}\,\theta}$ y, a medida que sigue avanzando la onda, el cerramiento sufre una deformación local. De la

propagación de esta deformación a lo largo del cerramiento surge una onda aérea en el espacio B.

Se puede demostrar que el factor de transmisión del cerramiento $\tau = \frac{I_t}{I_i}$ depende de la masa del cerramiento y del ángulo de incidencia $\theta$ según la expresión:

$$\tau = \frac{1}{1 + \left( \frac{m \pi f \cos\theta}{\rho_0 \, c} \right)^2} \tag{13.7}$$

con lo cual el aislamiento acústico específico es,

$$a_\theta = 10 \log \left( 1 + \left( \frac{m \pi f \cos\theta}{\rho_0 \, c} \right)^2 \right) \tag{13.8}$$

Para paredes corrientes y cuando $\theta = 0$ grados se puede escribir:

$$a_0 \cong 10 \log \left[ \frac{m \pi f}{\rho_0 \, c} \right]^2 \cong 20 \log(m \, f) - 42 \tag{13.9}$$

A esta relación se le llama Ley de Masas Teórica y muestra que:

- Para un cerramiento rígido y un ángulo de incidencia dado, su aislamiento aumenta 6 *dB* cada vez que se duplica la masa.
- Para un cerramiento y un ángulo de incidencia dados, el aislamiento crece a razón de 6 *dB/octava*.
- Para un cerramiento y una frecuencia dada el aislamiento disminuye al aumentar el ángulo de incidencia (las ondas rasantes se transmiten mejor que las normales).

En el caso de campo difuso, la onda incidiría sobre el cerramiento en todas direcciones, se puede demostrar que en este caso el aislamiento acústico específico es:

$$a_d = 10 \log \left( \frac{m \pi f}{\rho_0 \, c} \right)^2 - b \tag{13.10}$$

donde $b$ varía entre 5 y 10 *dB*.

Puesto que todo cerramiento presenta un grado de elasticidad se hace necesario estudiar la influencia de la misma en el aislamiento. No es posible admitir que los movimientos de los distintos puntos de la pared son independientes entre sí. Toda deformación da lugar a ondas libres que se propagan a toda la masa del cerramiento, y que si el espesor es pequeño las ondas originadas son de flexión. Las ondas de flexión se propagan con una celeridad:

$$c_f = c\sqrt{f/f_c} \tag{13.11}$$

que depende de la frecuencia del sonido considerado.

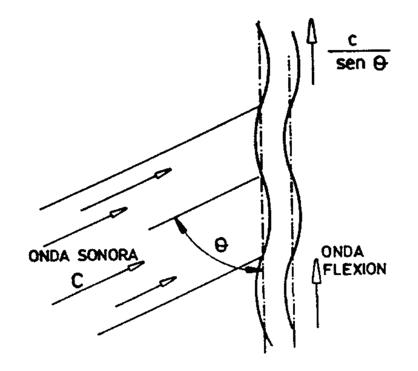



**Figura 13.5:** Celeridad de las ondas de flexión.

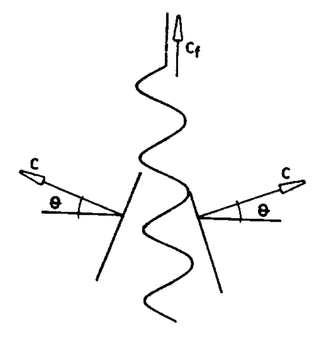



**Figura 13.6:** Irradiación de un cerramiento recorrido por ondas de flexión.

siendo,

$$f = f_c \quad \rightarrow \quad c_f = c$$
$$f > f_c \quad \rightarrow \quad c_f > c$$
$$f < f_c \quad \rightarrow \quad c_f < c$$

siendo $f_c$ la **frecuencia crítica** de la pared o cerramiento que depende de su espesor $(e)$, densidad $(\rho)$, módulo de elasticidad $(E)$ y de Poisson $(\mu)$ según la expresión:

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi e}\sqrt{\frac{12\,\rho}{E}\left(1-\mu^2\right)} \tag{13.12}$$

Cuando las ondas de flexión recorren un cerramiento, éste produce ondas aéreas de dirección bien determinada, realizándose una irradiación sonora a ambos lados del cerramiento, el ángulo de emergencia $\theta$ de estas ondas es tal que,

$$\frac{c}{\text{sen}\,\theta} = c_f \tag{13.13}$$

que expresa la igualdad de la traza de las ondas aéreas sobre el cerramiento y la velocidad de las ondas de flexión.

De esta expresión se deduce que las ondas aéreas irradiadas por el cerramiento sólo existen si,

$$\text{sen}\,\theta = \frac{c}{c_f} \leq 1$$

es decir si:

$$c \leq c_f \qquad \text{ó} \qquad f \geq f_c$$

puesto que en caso contrario ninguna onda abandona la pared ya que, al ser,

$$\frac{c}{c_f} > 1 \;\; \rightarrow \;\; \text{sen}\,\theta > 1,$$

es decir, no existe ningún valor de $\theta$ que lo cumpla.

Luego la pared irradia sonido, debido a las ondas de flexión que la recorren cuando la celeridad de las ondas de flexión es mayor o igual que la celeridad del sonido en el aire. En estos casos como,

$$\frac{c}{\text{sen}\,\theta} = c_f = c\sqrt{f/f_c}$$

$$f = \frac{f_c}{\text{sen}^2\,\theta} \tag{13.14}$$

A este ángulo $\theta$ se le denomina **ángulo de coincidencia** a la frecuencia considerada, puesto que para él existe coincidencia entre las ondas aéreas y las de flexión. En estas condiciones se produce un fenómeno de resonancia sostenida de oscilador.

Asimismo, en estado de coincidencia, el aislamiento acústico del cerramiento es:

$$a_c = 10 \log\left[1+\left(\frac{m\,\pi\, f}{\rho_0\; c}\eta\cos\theta\right)^2\right] \qquad (13.15)$$

donde $\eta$ es el índice de pérdidas del cerramiento (por irradiación acústica, por conducción a cerramientos adyacentes, pérdidas internas etc.) y suele situarse entre $10^{-2}$ y $10^{-3}$.

En consecuencia el valor de $a$ es mucho más pequeño que el calculado por la ley de masas (13.9).

Los casos que se pueden presentar son:

- $f \geq f_c \rightarrow$ Frecuencia de las ondas incidentes mayor que la crítica del cerramiento y siempre que el ángulo de incidencia sea menor que el de coincidencia ($\theta =$ arcsen $\sqrt{f_c/f}$ la pared se comporta como si fuera rígida, sólo interviene su masa.

  Para el ángulo de coincidencia se produce un fenómeno comparable a una resonancia. El aislamiento acústico disminuye.

  Para ángulos superiores al de coincidencia, el cerramiento actúa por su masa y su elasticidad. Si $f$ es suficientemente grande la acción de la elasticidad puede reforzar a la masa.

- $f < f_c \rightarrow$ Si la frecuencia de las ondas incidentes es menor que la crítica se funciona sólo con la masa, es decir se considera rígida.

# *13.6 Transmisión de un campo difuso.*

Si el cerramiento se halla sometido a un campo difuso, el campo que incide sobre la pared equivale a una infinidad de ondas planas de igual amplitud pero con ángulos de incidencia y fase cualesquiera.

La integración de las energías transmitidas bajo todos los ángulos posibles permite determinar el factor de transmisión del cerramiento por comparación con la energía incidente. La integración conduce a diferenciar tres casos:

- $f > f_c \rightarrow$ Existe un ángulo de coincidencia dado por (13.14) bajo el cual, la transmisión de energía es máxima. El aislamiento del cerramiento es:

$$a_d = 20 \log \frac{m \pi f}{\rho_0 \, c} + 10 \log \frac{f}{f_c} - 10 \log \frac{1}{\eta} - 3 \qquad (13.16)$$

el primer término corresponde a la ley de masa teórica bajo incidencia nula.

Se puede deducir que:

a) A frecuencia dada, $a_d$ depende de la masa y el espesor del cerramiento. Para un material dado $(\rho = \text{cte})$ se aumenta $9\,dB$ al doblar m ya que:

$$10 \log \frac{f}{f_c} = 10 \log \frac{2 \pi f h}{c^2} \sqrt{\frac{E}{12 \rho} \left(1 - \mu^2\right)}$$

Duplicar la masa equivale a duplicar el espesor,

$$a_d = 20 \log \frac{m \pi f}{\rho_0 \; c} + 10 \log \frac{2 \pi f h}{c^2} \sqrt{\frac{E}{12 \rho} \left(1 - \mu^2\right)} - 10 \log \frac{1}{\eta} - 3$$

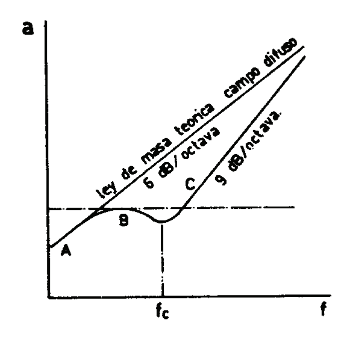



**Figura 13.7:** Aislamiento acústico específico en función de la frecuencia, en un campo incidente difuso.

lo que contribuye a una ganancia sobre la ley de masas de $3\,dB$.

b) Para un espesor y frecuencia dadas, $a_d$ aumenta $4{,}5\,dB$ al duplicar la densidad.

c) A masa y espesor dados, $a_d$ aumenta con la frecuencia a razón de 9 *dB/octava* ya que la frecuencia interviene en los 2 primeros sumandos.

- $f < f_c \rightarrow$ No puede haber coincidencia. El cerramiento se comporta como no elástico:

$$a_d = 10 \log \left( \frac{m \pi f}{\rho_0 \; c} \right)^2 - 5 \;\; a \;\; 10 \; dB$$

- $f = f_c \rightarrow$ Existe una zona de transición entre los dos apartados anteriores.

En la figura 13.8 se muestran gráficamente algunos de estos resultados para diversos cerramientos.

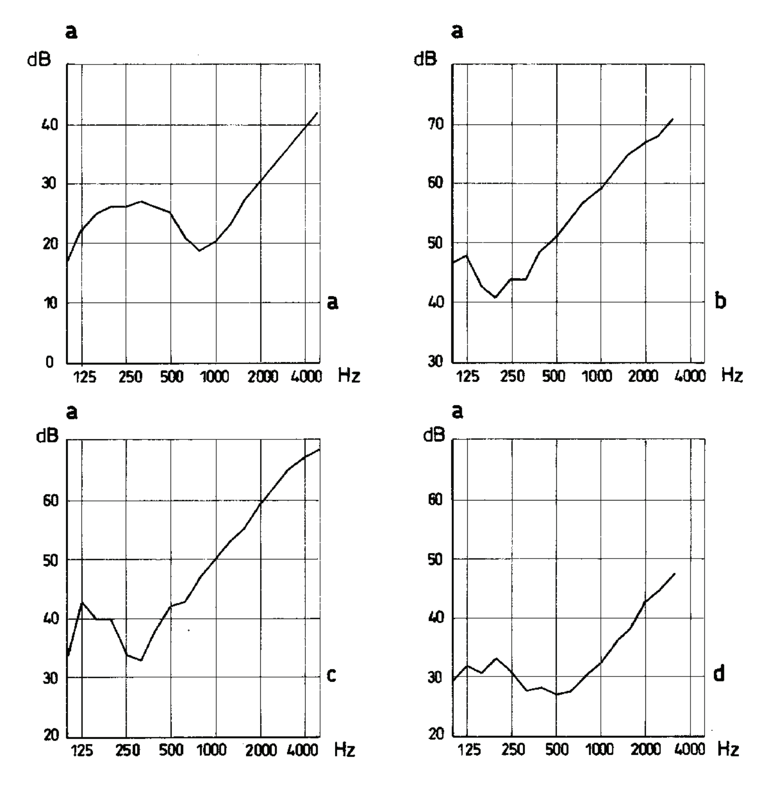



**Figura 13.8:** Aislamiento acústico de diversos cerramientos. (Josse).

a) Paneles de partículas de lino aglomerado: espesor 0,05 *m*, masa 24 $kg/m^2$.

b) Muro de hormigón compacto: espesor 0,14 *m*, masa 330 $kg/m^2$.

c) Muro de ladrillo compacto con recubrimiento de yeso: espesor 0,11 *m*, masa 250 $kg/m^2$.

d) Muro de losa de yeso: espesor 0,07 *m*, masa 65 $kg/m^2$.

# *13.7 Transmisión por cerramientos dobles.*

La utilización de cerramientos dobles puede ser una forma de aumentar el aislamiento acústico utilizando menos masa. Los elementos que componen un

cerramiento doble debieran estar separados de forma que al entrar uno en vibración, no supusiera la vibración del otro. Esto rara vez ocurre y en la realidad siempre están más o menos en contacto. Según el tipo de acoplamiento entre las dos capas podemos distinguir los siguientes casos:

### *13.7.1. Unión elástica entre las capas.*

Supongamos en primer lugar que las 2 capas de la doble pared son rígidas y que el elemento de unión entre ellas es el aire u otro material o dispositivo elástico. El sistema se comporta como se grafía en la figura 13.9.

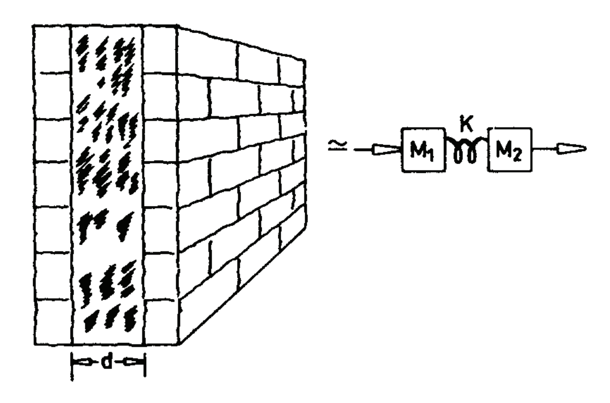



**Figura 13.9:** Esquema de funcionamiento de un cerramiento doble con interposición de un material elástico.

El factor de transmisión de la doble pared es:

$$\tau = \left( \frac{2\ f_0\ c\ k}{m_1\ m_2\ \omega\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)} \right)^2 \qquad (13.17)$$

donde $k$ es la rigidez correspondiente al elemento de unión (aire o material elástico), $\omega$ la pulsación del sonido incidente y $\omega_0$ la pulsación correspondiente a la frecuencia propia del sistema $f_0$, que vale:

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho}{d} \frac{m_1 + m_2}{m_1\ m_2}} \qquad (13.18)$$

expresión en la que $\rho$ es la densidad del material y $d$ su espesor. Para el aire,

$$f_0 = 60 \sqrt{\frac{1}{d} \frac{m_1 + m_2}{m_1 \; m_2}}$$

El aislamiento producido por una pared doble de este tipo es,

$$a = 20 \log \frac{m_1 \; m_2 \; \omega\left(\omega_0^2 - \omega^2\right)}{2 \; f_0 \; c \; k}$$

cuya variación en función de la frecuencia viene representada en la figura 13.10.

Se observa que para frecuencias inferiores a $f_0$ la doble pared se comporta como una simple de igual masa total. Para $f_0$ hay una gran pérdida de aislamiento y para frecuencias superiores a $f_0$ se nota la conveniencia de la doble pared.

El aumento del aislamiento con la frecuencia es, a partir de $f_0$, igual a 18 *dB/octava* frente a los 6 *dB/octava* para una pared simple.

Habrá pues que diseñar el cerramiento de forma que su frecuencia de resonancia $f_0$ quede lejos de las frecuencias a aislar ($f_0$ lo más baja posible). En el gráfico de la figura 13.11, se representa la variación de la frecuencia acústica de resonancia de una doble pared de hojas iguales en función del espesor de la cámara de aire entre ellas y de la masa por unidad de superficie de las hojas.

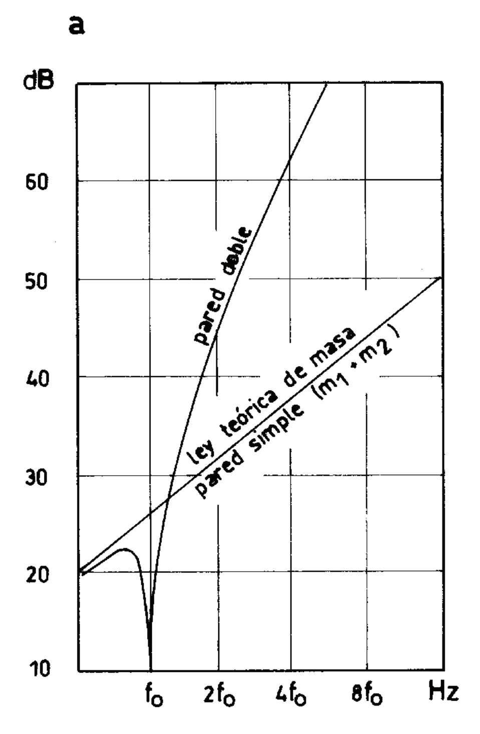



**Figura 13.10:** Aislamiento acústico específico de una pared doble con frecuencia de reso

La representada en la figura 13.10 es una curva teórica que puede presentar fuertes modificaciones, debidas a la existencia de otras frecuencias críticas. Como por ejemplo las debidas a producción de ondas estacionarias en una cámara de aire, las cuales refuerzan la presión acústica en la misma, perdiéndose, por tanto, aislamiento. Estas frecuencias vienen dadas por:

$$f_n = \frac{170}{d} n \qquad (13.20)$$

siendo $n$ cualquier número natural y $d$ el espesor de la cámara.

La curva del aislamiento acústico específico en función de la frecuencia puede ahora ser representada en la figura 13.12, (sin material absorbente). Este efecto puede aminorarse con material absorbente.

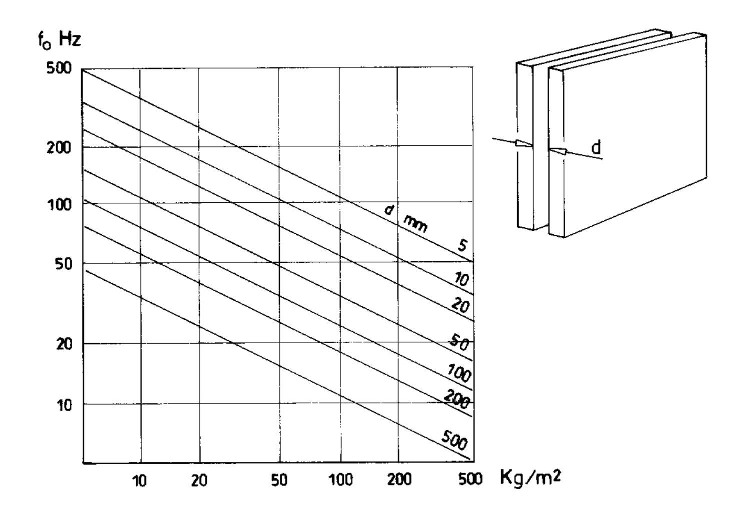


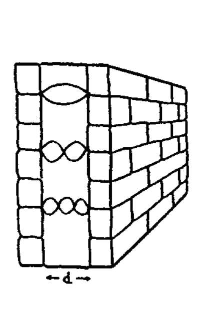

**Figura 13.11:** Frecuencia de resonancia de una pared doble en función del espesor de la cámara de aire entre las hojas y de la masa superficial de las mismas.

En caso de incidencia difusa la curva teórica de la figura 13.12, puede resultar muy modificada, desplazándose incluso las frecuencias críticas, debido a la elasticidad de las paredes ya que en el estudio precedente se han considerado rígidas y esto es sólo una abstracción. Como se ha visto para paredes sencillas existen puntos de mínimo aislamiento en las frecuencias críticas de los elementos del cerramiento doble. Si ambas frecuencias críticas coinciden éste efecto puede ser muy acentuado.

En consecuencia habrá que evitar que las frecuencias críticas coincidan sobre todo si éstas pertenecen al campo de las frecuencias audibles.

En la figura 13.13, se muestran las curvas del aislamiento acústico específico de dos paredes dobles, una compuesta por elementos iguales y otra por distintos.

El efecto nefasto debido a frecuencias críticas puede paliarse colocando material absorbente en el espacio entre capas. En la figura 13.14, se compara la influencia del absorbente en la cavidad entre las dos capas de un cerramiento doble.



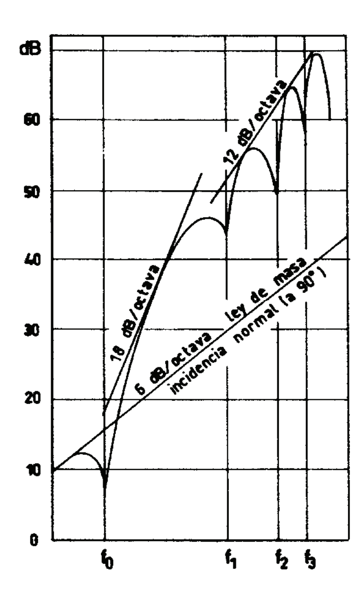
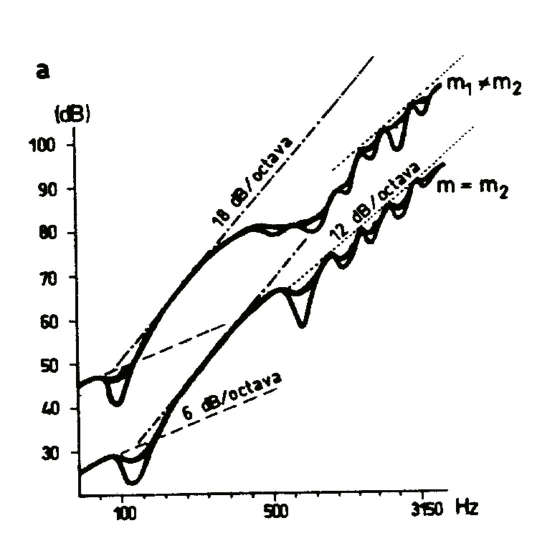
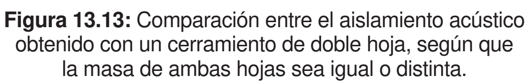




**Figura 13.12:** Variación del aislamiento acústico en un cerramiento de dos hojas, debido a la formación de ondas estacionarias en la cámara de aire.





**Figura 13.13:** Comparación entre el aislamiento acústico obtenido con un cerramiento de doble hoja, según que la masa de ambas hojas sea igual o distinta.

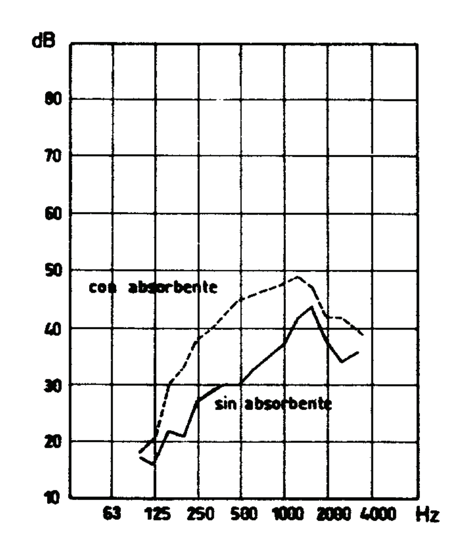



**Figura 13.14:** Efecto en el aislamiento acústico, de la interposición de un absorbente en la cámara de aire de un cerramiento doble. (Mestre y García).

### 13.7.2 Unión rígida entre las capas.

Si la unión entre las dos capas es rígida, el conjunto debería comportarse en principio como una pared simple, pero en realidad se comporta de forma más compleja ya que la capa en contacto con el local receptor se pone en vibración no sólo a través de las uniones entre ambas capas sino también a través del aire (figura 13.15).

Se pueden distinguir dos casos:

a) Si las masas son aproximadamente iguales el comportamiento acústico es similar a la pared simple.

b) Si las masas son distintas se grafían las curvas del aislamiento específico de cada una de ellas en función de la frecuencia y se componen ambas.

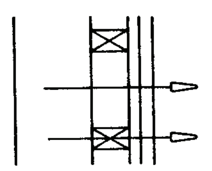


**Figura 13.15:** Transmisión de la vibración en un cerramiento con uniones rígidas entre sus hojas.

A las frecuencias para las cuales el elemento ligero presenta un factor de irradiación sonora débil respecto al elemento pesado, la presencia del elemento ligero mejora el aislamiento acústico del cerramiento.

La mejora es tanto mayor cuanto menor sea el número de uniones entre ambos (uniones puntuales mejor que las lineales). A las frecuencias para las que el elemento ligero presenta un factor de irradiación sonora elevado, la presencia del mismo puede resultar perjudicial, tanto más cuanto mayores sean las uniones.

## 13.8 Aislamiento específico de una pared doble.

Si se consigue desplazar las frecuencias de resonancias a frecuencias bajas, $(f_0 < 50\,Hz)$ en la zona de frecuencias superiores $(f > f_0)$ el aislamiento específico viene dado por:

$$a = 20 \log \frac{m_1\, m_2\, d}{2\, \rho^2\, c^3} \omega^3 \qquad (13.21)$$

siendo $m_1$ y $m_2$ las masas de ambas caras, $d$ el espesor de la cámara y $\omega$ la pulsación; por tanto $\omega = 2\pi f$.

Es decir que se obtiene un aumento del aislamiento específico a razón de 18 *dB/octava*.

$$a = 20 \log \frac{m_1 \; m_2 \; d}{2 \; \rho^2 \; c^3} (2\,\pi)^3 \; f^3 \tag{13.22}$$

$$si \quad f_1 = 2f \qquad \Delta a = 60 \log 2 \approx 18 \, dB/octava$$

Ahora bien, como el aislamiento de una pared simple de igual masa es,

$$a = 20 \log \left( \frac{m_1 + m_2}{2 \; \rho \; c} \right) \omega$$

el incremento de aislamiento ofrecido por la doble partición es

$$\Delta a = 40 \log \frac{\omega}{\omega_R}$$

para $\omega > \omega_R$.

El aislamiento se mantiene creciente con la frecuencia hasta que comienzan las resonancias acústicas, si no hay absorbente en la cavidad.

## *13.9: Transmisión por cerramientos heterogéneos.*

Muchos cerramientos se hallan constituidos por la yuxtaposición de diversos elementos de diversas superficies y diversos aislamientos acústicos (por ejemplo tabiquería y puertas o fachadas y ventanas).

El aislamiento se considera, en este caso desde un punto de vista global que se calcula según:

$$a_G = 10 \log \frac{\sum S_i}{\sum S_i / 10^{a_i/10}} \tag{13.23}$$

donde $S_i$ es el área del elemento componente $i$ y $a_i$ su aislamiento específico.

Es el aislamiento específico que tendría una pared homogénea acústicamente equivalente.

Se puede comprobar que:

- En cualquier cerramiento de este tipo y para que pueda tener un adecuado aislamiento es necesario que todas sus partes tengan aislamientos específicos similares.
- El aislamiento global de un elemento constructivo es como máximo 10 *dB* mayor que el aislamiento específico del elemento con menor aislamiento, solo alcanzable cuando la superficie de la parte más débil es menor del 10% de la superficie total.
- Hay que tener especial cuidado con rendijas o aberturas cuyo aislamiento es nulo.

# Capítulo XIV

# Transmisión de los Ruidos de Impacto y Vibraciones

# *14.1 Introducción.*

Los ruidos de impacto son aquellos que tienen su origen en la excitación directa de un cerramiento por una fuerza. En general, es una fuerza percusional causada por el choque entre un objeto cualquiera y el cerramiento y origina en el mismo un estado vibracional que, a su vez es fuente de irradiación sonora en los locales en contacto con dicho cerramiento.

La diferencia fundamental con los ruidos aéreos radica en el origen de las vibraciones, que en este caso están producidas por la fuerza del impacto, mientras que en aquellos eran producidas por la presión acústica incidente sobre el cerramiento. El área excitada es, asimismo, distinta, siendo todo el cerramiento en los ruidos aéreos, y en los de impacto, tan sólo la zona donde se produce el mismo.

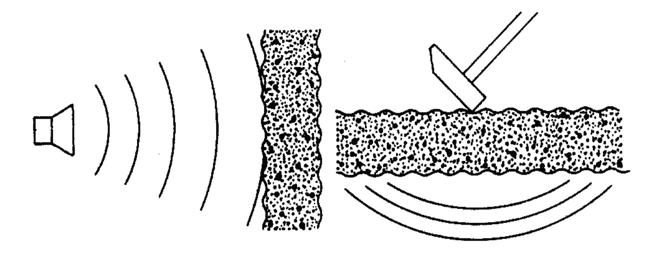


**Figura 14.1:** Ondas de flexión producidas por: a) Ruidos aéreos. b) Un impacto.

Los revestimientos del cerramiento no influyen, prácticamente, en la transmisión del ruido aéreo, pudiendo, sin embargo, dificultar, en gran medida, la transmisión del ruido de impacto. Por el contrario, la masa del cerramiento no juega un papel importante en el amortiguamiento del impacto, siendo, como ya se ha visto, fundamental en el aislamiento a ruido aéreo.

El ruido aéreo producido en un recinto, afecta a los recintos inmediatamente próximos. Sin embargo un ruido de impacto o vibración puede llegar a molestar a todo un inmueble, ya que la energía comunicada al cerramiento se transmite rápida y eficazmente a todo elemento en contacto con él, que a su vez lo transmiten a sus adyacentes, con poca atenuación, irradiando, a su vez, energía acústica en todo espacio en contacto con ellos.

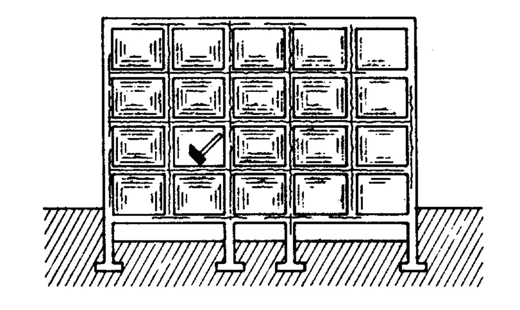


**Figura 14.2:** Transmisión de ruidos de impacto y vibración.

# 14.2 *Transmisión de los ruidos de impacto.*

Cuando un cerramiento se ve sometido en un punto a una fuerza $F$, perpendicular al mismo, se originan vibraciones en el punto de excitación del cerramiento que se transmiten con cierta velocidad al resto del mismo. Si el espesor del cerramiento es pequeño respecto a la longitud de onda de las vibraciones originadas, se producen en el mismo **ondas de flexión** similares a las que se producirían por la acción de ondas acústicas aéreas incidiendo sobre él. Siendo un cerramiento un elemento finito, las ondas de flexión, al alcanzar sus extremos, se ven, en parte reflejadas y en parte transmitidas a los elementos adyacentes al cerramiento.

Los fenómenos que se originan en el cerramiento son formalmente análogos a los que se producen en el interior de un recinto al emitir en él una fuente sonora. El campo de las ondas de flexión en el material se halla constituido por la superposición de un campo directo y de un campo reflejado, de los cuales, sólo se distingue el campo directo en las inmediaciones del punto de excitación.

Si la fuerza $F$ que origina dichas ondas de flexión es debida a un impacto, éste puede realizarse de dos formas distintas:

## *a) Choque de un objeto duro contra un cerramiento duro.*

Cuando un objeto duro choca contra un cerramiento también duro a una velocidad $v$, el objeto, después del choque presenta velocidad opuesta a la de su llegada.

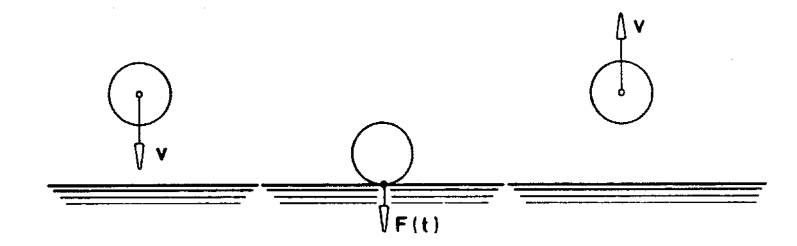



**Figura 14.3:** Choque de un objeto duro contra un cerramiento duro.

Si se supone que la masa del objeto es pequeña respecto a la del cerramiento, la duración del impacto es relativamente corta y la velocidad de salida del objeto es igual a la de llegada pero de sentido contrario.

Durante el intervalo de tiempo, $\tau$, del choque, que es muy pequeño, la pared se halla sometida a una fuerza $F(t)$, cuya variación con el tiempo es como la representada en la figura 14.4.a, siendo nula al principio y final del choque y máxima para $t = \tau/2$. A menor duración del impacto, mayor es la fuerza máxima transmitida, siendo constante el área encerrada por la curva.

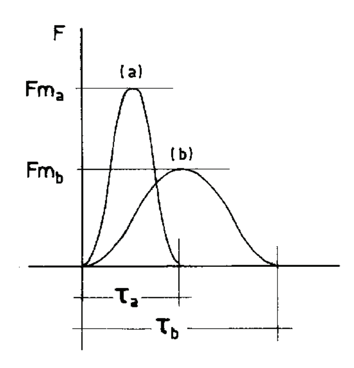



**Figura 14.4:** Fuerza transmitida al cerramiento en un impacto.

El teorema de la cantidad de movimiento, aplicado a este caso es:

$$\int_0^{\tau} F(t)\, dt = 2\, m\, v \tag{14.1}$$

siendo $m$ la masa del objeto.

El tiempo que dura el impacto es tanto más pequeño cuanto más duros son el objeto y la superficie.

Si el objeto no es elástico en lugar de (14.1) se obtiene:

$$\int_0^{\tau} F(t)\, dt = m\, v \tag{14.2}$$

quedando, después del choque, la masa en reposo.

Mediante el análisis de Fourier, la fuerza $F(t)$ puede considerarse equivalente a una infinidad de fuerzas sinusoidales componentes de amplitud modulada por:

$$F_{max}(\omega) = \frac{2\, \omega_0\, F_{max}}{\omega_0^2 - \omega^2} \cos\left( \frac{\pi\, \omega}{2\, \omega_0} \right) \tag{14.3}$$

siendo $\omega_0 = \dfrac{\pi}{\tau}$, y por tanto $f_0 = \frac{1}{2}\tau$ y variando $\omega$ entre $+\infty$ y $-\infty$.

Debido a la aplicación de la fuerza $F(t)$ al cerramiento se produce en el mismo un movimiento transitorio resultante de la excitación de los diversos modos propios de vibración del cerramiento, cada uno de los cuales vibra libremente tras haber sido excitado por el choque. El sonido percibido en los locales limitados por el cerramiento es el resultado de la irradiación de cada modo de vibración del mismo.

Cuando el tiempo de reverberación del local es más largo que la duración del modo propio, el sonido en el local es el producido por las vibraciones del cerramiento. En caso contrario el sonido percibido en el local es un ruido confuso, mezcla del producido por las vibraciones del cerramiento y el sonido reverberado presente en el local.

En el caso de que los impactos se repitan regularmente, puede considerarse que la fuerza contiene todas las frecuencias con la misma intensidad.

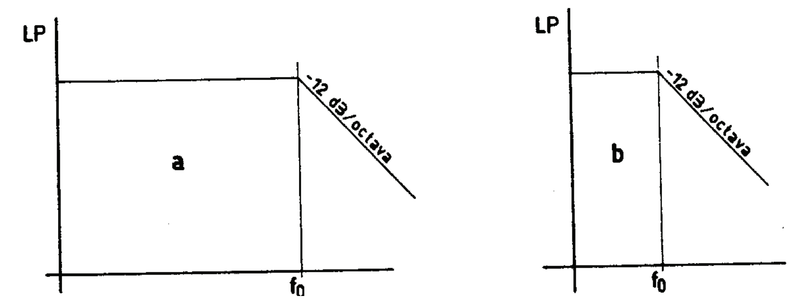



**Figura 14.5:** Análisis espectral de un ruido de impacto.
a) Choque entre objetos duros.
b) Choque entre objetos elásticos.

En la figura 14.5 se representa el nivel de presión acústica generada, por octava, o el análisis espectral de un ruido de impacto.

En ella se observa que para frecuencias menores a $f_0\left(f < 1/2\tau\right)$ el nivel por octava de la presión acústica es independiente de la frecuencia (cuando el poder absorbente de los locales también lo sea).

Para frecuencias superiores a $f_0\left(f > 1/2\tau\right)$ el nivel decrece a razón de 12 *dB/octava*.

En choques de objetos duros contra cerramientos rígidos, la frecuencia $f_0$ es muy elevada, debido a la corta duración del impacto. En este caso se puede considerar que, para cualquier frecuencia, el nivel de presión generado es constante (figura 14.5.a).

### *b) Choque de un objeto duro con interposición de un dispositivo elástico (o choque de un objeto muy elástico).*

Si la superficie del cerramiento sometida al impacto se halla recubierta por un material elástico (o si el objeto es muy elástico), dicho recubrimiento puede absorber durante el impacto parte de la energía cinética, deformándose. El fenómeno antes descrito conserva el mismo carácter pero en este caso el tiempo que dura el choque es mucho mayor, figura 14.4.b. El tiempo $\tau$, viene dado por:

$$\tau = \pi \sqrt{m/k} \qquad (14.4)$$

donde $k$ es la rigidez del recubrimiento.

Las componentes del ruido de impacto de frecuencias inferiores a $f_0 = 1/2\tau$, son las mismas que en el caso de materiales duros, en estas frecuencias el recubrimiento elástico no funciona.

Las componentes de frecuencias superiores a $f_0 = 1/2\tau$, son netamente más débiles que en el caso de choque duro. El debilitamiento crece a razón de 12 *dB/octava*, (figura 14.5.b).

De lo visto se puede afirmar que en el caso de choques entre elementos duros, al ser $\tau$ muy pequeño, $f_0$ es muy grande, prácticamente fuera de la escala de frecuencias normalmente considerada, y por tanto el impacto se traduce en un ruido rosa, es decir, presenta la misma energía acústica en todas las octavas.

Si entre el objeto y la pared o cerramiento se interpone un dispositivo elástico, el ruido producido tiene, a bajas frecuencias, la misma energía que en el caso anterior, pero más allá de cierta frecuencia, $f_0$, que depende de la masa del objeto y de la elasticidad del dispositivo, las componentes del ruido disminuyen a razón de 12 *dB/octava*.

## *14.3 Aislamiento a ruidos de impacto.*

Los diversos aparatos, electrodomésticos (lavadoras, frigoríficos, máquinas de coser etc.), cualquier tipo de maquinaria, las personas al andar etc., transmiten, por los puntos de contacto con los cerramientos, fuerzas variables que pueden ponerlos

en vibración. Estas fuerzas no son siempre verticales como las estudiadas en el apartado anterior, sino que pueden ser inclinadas e incluso pueden provocar pares. En cualquier caso, son las fuerzas verticales estudiadas las más desfavorables, ya que son las que generan mayor ruido por producir directamente ondas de flexión.

Las fuerzas transmitidas al cerramiento se pueden reducir mediante recubrimientos elásticos del cerramiento (ruidos de impacto) o mediante dispositivos antivibratorios colocados en los elementos de unión de la maquinaria con el cerramiento (ruidos producidos por objetos susceptibles de vibrar).

Los recubrimientos elásticos tienen por objeto extender la duración de los impactos sobre el cerramiento y, en consecuencia, reducir el valor máximo de la fuerza transmitida.

Como se ha visto anteriormente el recubrimiento elástico produce una disminución del nivel de ruido de impacto producido, a razón de 12 *dB/octava* a partir de su frecuencia propia $f_0$,

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{k/m} \qquad (14.5)$$

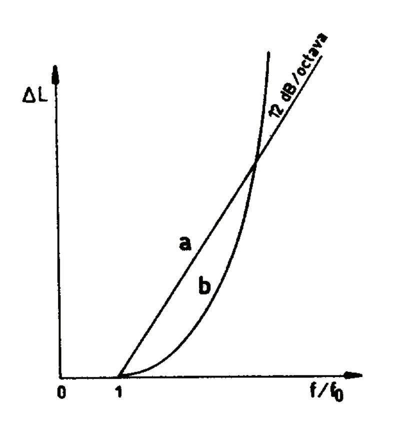


**Figura 14.6:** Disminución del nivel de ruido de impacto por la interposición de un dispositivo elástico.
a) Con elasticidad constante.
b) Con elasticidad variable.

Cuanto más elástico sea el recubrimiento más baja será esta frecuencia. Así la colocación de un revestimiento elástico sobre un cerramiento disminuye la importancia de las componentes agudas del ruido de impacto, al aumentar el tiempo de duración del choque. La eficacia de un recubrimiento cuyo comportamiento permanezca lineal durante toda la duración del impacto puede representarse en un gráfico como el de la figura 14.6.a.

Este comportamiento lineal sólo se obtiene para revestimientos ligeros de gran espesor. En otro caso, el revestimiento se endurece en el aplastamiento producido por el impacto, llegándose a un comportamiento no lineal (en forma parabólica, figura 14.6.b). Se tiene, así, una menor pérdida del nivel de ruido, hasta una determinada frecuencia, mientras que,

por el contrario, una vez superada esta frecuencia la disminución del nivel de ruido de impacto es mayor que el esperado con un comportamiento lineal.

En este caso para frecuencias agudas se comporta incluso mejor que el anterior, no siendo así para las medias.

La eficacia de los recubrimientos elásticos se mide en laboratorio con la máquina normalizada de impacto. Las diferencias entre el nivel de ruido de impacto producido por la máquina normalizada $(L_N)$ y el nivel $L$ medido directamente, se obtiene de:

$$L_N = L - 40\log\frac{10}{A} \qquad (14.6)$$

En la figura 14.7 se representa la diferencia entre el nivel producido por la máquina normalizada de impactos y el que producirían otro tipo de fuentes de impacto.

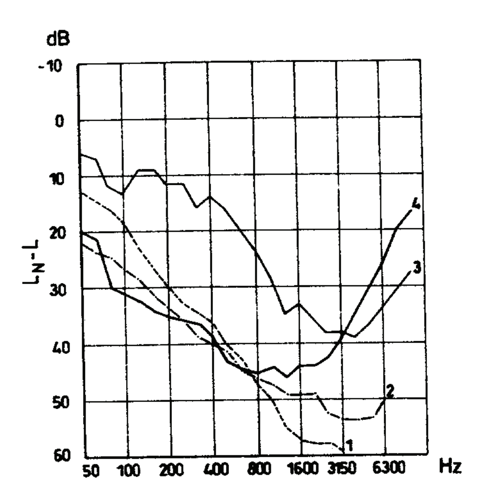



**Figura 14.7:** Diferencia entre el nivel de ruido de impacto producido por la máquina normalizada de impactos y el producido por diversos impactos.

1) Marcha de un hombre con zapato de trabajo.
2) Marcha de una mujer con zapato de tacón alto.
3) Desplazamiento de muebles.
4) Limpieza del suelo.

Para un suelo simple y homogéneo, existe la siguiente relación entre el aislamiento acústico específico y el nivel de ruido de impacto normalizado medido en laboratorio:

$$a + L_N = 43 + 30\log f \qquad (14.7)$$

A título de ejemplo, se representa en la figura 14.8, el nivel de presión acústica normalizada $(L_N)$ a ruido de impacto de una losa de hormigón de $14\,cm$ de espesor.

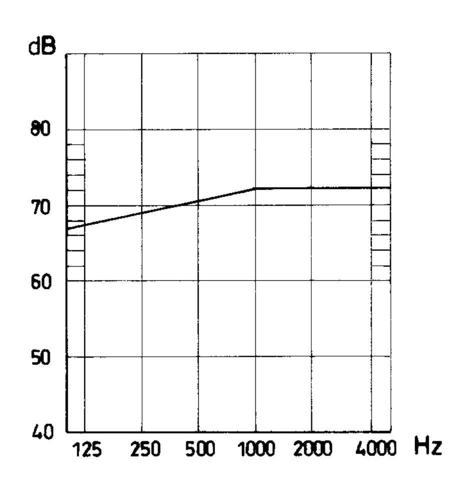



**Figura 14.8:** Nivel de presión acústica normalizada, bajo un suelo de losa compacta de hormigón de $14\,cm$. (Josse).

**Figura 14.9:** Disminución del nivel de ruido de impacto debido a una losa flotante sobre una capa elástica. (Josse).

Como caso particular hay que estudiar las **losas flotantes** ya que no se comportan exactamente igual a lo previsto según la figura 14.6, válido para recubrimientos ligeros únicamente.

Las losas flotantes están constituidas por una cierta masa de hormigón o de asfalto moldeadas sobre un colchón elástico que impide, gracias a su inercia, la transmisión de impulsos al suelo. El gráfico de la figura 14.9 muestra la eficacia de una losa flotante, en la que $f_0$ es la frecuencia propia del conjunto losa-colchón.

$$f_0 = \frac{1}{2\,\pi}\sqrt{k/m} \qquad (14.8)$$

donde $k$ es la rigidez por unidad de superficie de la capa elástica y $m$ la masa por unidad de superficie de la losa.

A frecuencias altas la mejora sigue siendo de $12\,dB/octava$, pero a frecuencias próximas a $f_0$ la eficacia es negativa, es decir las componentes del ruido próximas a $f_0$ son más importantes con la misma que sin recubrimiento. Conviene diseñar estas losas de tal forma que $f_0 < 100\,Hz$.

Los **dispositivos antivibratorios** están constituidos por un elemento o conjunto de elementos elásticos que unen la maquinaria al cerramiento, permitiendo su desplazamiento en las direcciones según las cuales la máquina desarrolla esfuerzos y volviéndola a situar en la posición de equilibrio cuando la máquina está en reposo. En general estos elementos se complementan con amortiguadores que reducen la amplitud de las vibraciones del conjunto suspendido.

La eficacia de un dispositivo antivibratorio se mide mediante su factor de transmisión que es el cociente entre la amplitud de la fuerza transmitida al suelo y la fuerza ejercida por la máquina. Dicho factor depende de la relación entre la frecuencia de la fuerza excitatriz $f$ y la frecuencia propia del conjunto

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{k/m}$$

y del amortiguamiento del conjunto.

Para que el dispositivo sea eficaz la frecuencia propia del sistema debe ser menor que la frecuencia excitatriz y así cuanto más baja es esta frecuencia más elástica debe ser la suspensión. Si se desea un amortiguamiento eficaz la relación $f/f_0$ debe ser superior a $\sqrt{2}$.

# *14.4 Transmisión de vibraciones.*

Ya se ha visto que todo elemento constructivo puesto en vibración transmite ésta a cualquier elemento en contacto con el mismo, ya que de la energía correspondiente a este proceso, parte se disipa (en forma de calor y energía acústica irradiada al aire) y parte se transmite a cualquier elemento adyacente.

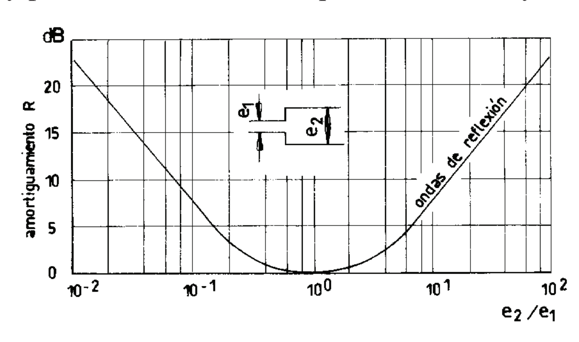



**Figura 14.10:** Amortiguamiento producido en una discontinuidad. (Josse).

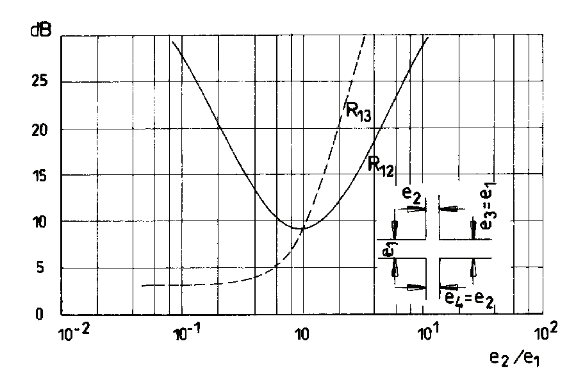



**Figura 14.11:** Amortiguamiento producido en una unión en cruz. (Josse).

Esta transmisión de vibraciones da origen a las denominadas transmi siones acústicas indirectas y pueden llegar a ser importantes si no se toman las medidas necesarias en los puntos de unión de unos elementos constructivos con otros.

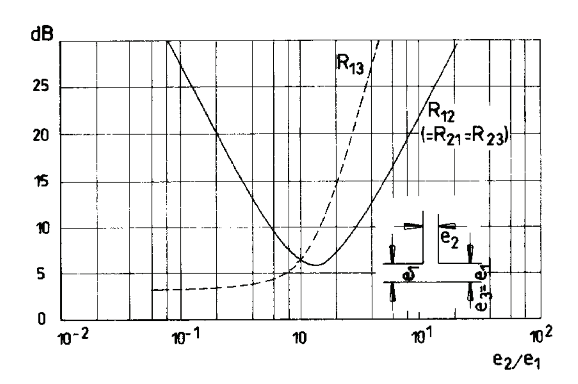



**Figura 14.12:** Amortiguamiento producido en una unión en T. (Josse).

El estudio teórico de la propagación de energía acústica en una unión de elementos constructivos es muy complejo. Daremos, a título de ejemplo, algunos resultados estudiados para diversos tipos de uniones de elementos constructivos de dimensión infinita. En la realidad las dimensiones son finitas, lo cual implica que la energía acústica vuelve a reflejarse en sus límites y retrocede hacia la unión. Este retorno de energía se refleja de nuevo en la unión y se pueden originar resonancias que alterarían los resultados.

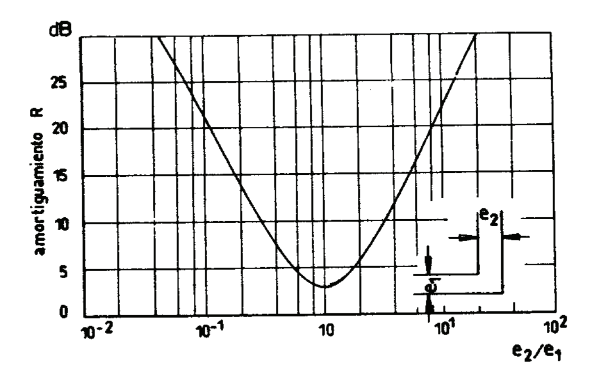



**Figura 14.13:** Amortiguamiento producido en un ángulo. (Josse).

A modo de ejemplo, en las figuras anteriores, (figuras 14.10 a 14.13) se dan los amortiguamientos energéticos que sufren las ondas de flexión en distintos tipos de uniones.

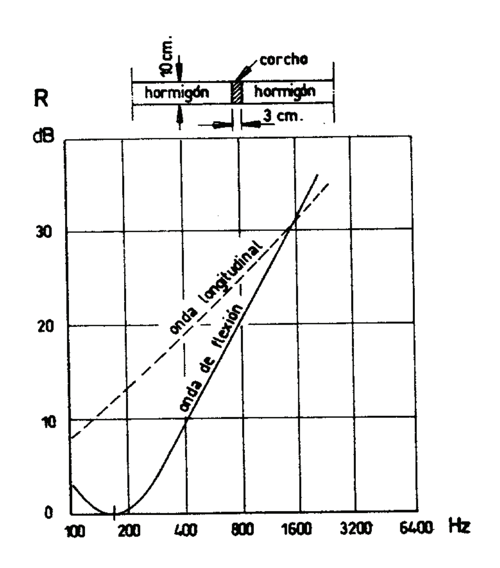



**Figura 14.14:** Amortiguamiento obtenido por la interposición de un dispositivo elástico. (Josse).

La transmisión de vibraciones se puede reducir interponiendo en las uniones materiales elásticos. En la figura 14.14, se representa el amortiguamiento obtenido, en función de la frecuencia, interponiendo un dispositivo elástico.

Se observa que existe una frecuencia para la cual la transmisión de ondas es total.

# Capítulo XV

# Acústica Urbanística

# 15.1 Introducción.

La Acústica Urbanística está constituida por el conjunto de técnicas y métodos cuyo objetivo es crear el ambiente sonoro adecuado, en los diversos espacios exteriores habitados por el hombre.

La aplicación de estas técnicas pueden **modificar el ambiente sonoro urbano** de una forma positiva, diseñándolo, creando el sonido propio de cada espacio, o bien, simplemente, **reducir el nivel de ruido molesto** en los diversos espacios urbanos.

En los últimos años, el ruido generado por las diversas actividades humanas, en los países industrializados, ha llegado a tal nivel, que la lucha contra él se ha considerado prioritaria en cualquier política medio-ambiental y de mejora de la calidad de vida. La manera más eficaz de protegerse de este agente contaminante es el aislamiento físico del medio donde se propaga, o medio exterior, pero ésto no es posible en todos los espacios urbanos. La protección de los mismos frente al ruido ambiental es, pues, más compleja; complejidad que se ve agravada por la multiplicidad, movilidad y diversidad de las fuentes de ruido. Protegiendo los espacios exteriores frente al ruido, se protege también a los espacios interiores de las edificaciones, ya que se reduce el nivel en sus fachadas, permitiendo con el mismo aislamiento, reducir el nivel de ruido en el interior.

La forma de intervención positiva es prácticamente utópica, hoy en día, debido al excesivo nivel de ruido molesto en los espacios exteriores. No obstante, en un futuro no muy lejano, cuando se haya resuelto el problema básico, se podrá pensar en diseñar el sonido de los diversos espacios de una ciudad, confiriéndoles unas características acústicas específicas, estructurando y reestructurando los espacios existentes, creando nuevos, entrelazándolos mediante itinerarios acústicos, en definitiva, creando diferentes ambientes sonoros dentro de la ciudad, sin relación directa con el espacio visible. Estas acciones irían dirigidas a aquellos que tuvieran tiempo de escuchar la ciudad, pero además, servirían para el resto de la población, como terapia al ruido residual aún existente. En la actualidad ya hay muchos espacios identificables por su sonido, aunque, desgraciadamente, la mayoría lo son por su ruido.

En algunas ocasiones las dos formas de intervención descritas, actúan conjuntamente, como serían el caso de la transformación de focos de ruido en fuentes de sonido agradable, confiriendo al ruido un ritmo musical, o la creación de sonidos, que a su vez enmascaren el nivel de ruido molesto, etc.

Aunque en el presente texto, la secuencia de exposición de temas comienza por el acondicionamiento (intervención en el interior de recintos), continúa con el aislamiento (intervención en la frontera entre exterior e interior) y finaliza con la problemática acústica en el exterior (estudio y evaluación del impacto ambiental), criterios de eficiencia aconsejan que el orden de intervención en el tiempo sea exactamente el contrario.

El urbanista debe tener en cuenta, en la ordenación de la ciudad, el impacto acústico que, las actividades que en sus distintas zonas se van a desarrollar, producen y sufren, con el objeto de que los niveles de ruido en el exterior sean los adecuados. A partir de estos niveles, las técnicas de aislamiento tratarán de conseguir, en el interior de recintos, los niveles de inmisión sonoros recomendados por las reglamentaciones al uso. En estas condiciones se puede proceder, finalmente, al acondicionamiento acústico del recinto.

Por todo ello, aún siendo esta parte la que tiene menos cuerpo disciplinar (como Acústica), puede ser la más eficiente a la hora de corregir un ambiente sonoro aceptable, tanto en el exterior como en el interior, ya que constituye el primer eslabón de la cadena en la lucha contra el ruido, permitiendo prever situaciones en proyecto que, de corregirse adecuadamente, pueden tener un efecto tremendamente positivo.

## *15.2. Emisores de ruido ambiental.*

Las fuentes de ruido más importantes que afectan a la comunidad son:

- Tráfico.
- Industria y construcción.
- Servicios.
- Actividades lúdicas.

Los medios de transporte son indudablemente el foco de ruido más importante de todos los que afectan a la comunidad. Por sus características, este tipo de ruido es el que presenta menos dificultades a la hora de su cuantificación y predicción, por tanto, los datos que se suministran se ajustan bastante bien a la realidad.

El ruido procedente de las actividades industrial y de la construcción, aunque afecta a zonas más concretas que el procedente de los medios de transporte, al tener

un origen más aleatorio, su predicción es más complicada y los datos que se suministran son aproximados y sólo sirven a título informativo.

El ruido generado por los servicios (locales de espectáculos, comercios, etc.) es totalmente aleatorio y tiene una procedencia estrictamente puntual.

Finalmente, las actividades lúdicas presentan unas características singulares para cada caso.

La evaluación de las principales fuentes de ruido exteriores a los edificios se desarrolla en el Capítulo XVI.

# *15.3 Factores que influyen en la propagación del ruido.*

El estudio de la propagación del sonido, y en especial cuando ésta tiene lugar en áreas urbanas, es un proceso bastante complejo que depende de varios factores. Así, para conocer en cualquier punto el nivel sonoro producido por una fuente acústica situada a una cierta distancia de dicho punto, es necesario tener en cuenta, entre otros, los siguientes factores:

- La divergencia de las ondas sonoras.
- La absorción atmosférica.
- La acción del viento y la temperatura.
- La atenuación causada por obstáculos naturales.
- La atenuación causada por obstáculos artificiales.

## *15.3.1 Divergencia de las ondas sonoras.*

El nivel sonoro producido por una fuente en un punto decrece con la distancia que los separa, a causa de la dispersión de la energía acústica. Esta disminución del nivel sonoro en función de la distancia depende de la naturaleza de la fuente, según ésta sea puntual o lineal. Para una **fuente puntual**, como un vehículo aislado, el nivel decrece $6\,dB$ al doblarse la distancia, mientras que para un **fuente lineal**, como una vía de circulación, el nivel decrece $3\,dB$ al doblarse la distancia.

## *15.3.2 Absorción atmosférica.*

La atenuación del sonido en el aire (considerado isotrópico y en calma) depende fundamentalmente de tres factores,

- Frecuencia del sonido.
- Humedad relativa del aire.
- Temperatura ambiente.

La Organización Internacional de Normalización (ISO) recomienda, en la R 507, los valores de atenuación atmosférica reproducidos en la tabla T.3.5 del Capítulo III.

Como se observa de los valores reproducidos en la tabla, la atenuación causada por las condiciones atmosféricas sólo tiene cierta importancia para frecuencias altas, y en especial a baja temperatura y humedad relativa.

## *15.3.3 Acción del viento y la temperatura.*

El gradiente de temperatura y el viento son dos factores que afectan a la propagación del sonido de forma sensible, y puede dar lugar a atenuaciones o reforzamientos del nivel sonoro según el gradiente sea positivo o negativo, o según la dirección del viento.

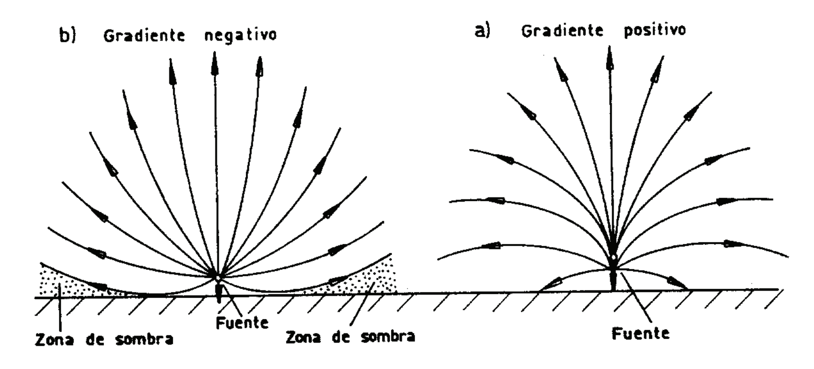



**Figura 15.1:** Curvatura de los rayos sonoros debido a un gradiente de temperatura.

Si existe una inversión de temperaturas (gradiente positivo), como la velocidad del sonido aumenta con la temperatura, la parte superior de los frentes de onda se moverán más rápidamente que la parte inferior, produciéndose una inclinación de los rayos sonoros hacia el suelo, tal como se muestra en la figura 15.1.a. Si el gradiente

de temperaturas fuese negativo, el efecto sería el opuesto, creándose unas zonas de sombra en las que los niveles sonoros serían sensiblemente inferiores, figura 15.1.b.

La acción del viento sobre la propagación del sonido es parecida a la ocasionada por el gradiente negativo de la temperatura, pero en el caso del viento sólo aparece una zona de sombra en el lado desde el que sopla, tal como se aprecia en la figura 15.2.

La atenuación o reforzamiento del sonido producido por el viento puede llegar a ser importante, alcanzando valores de 20–30 *dB/km* para velocidades del viento de 10–20 *km/h*.

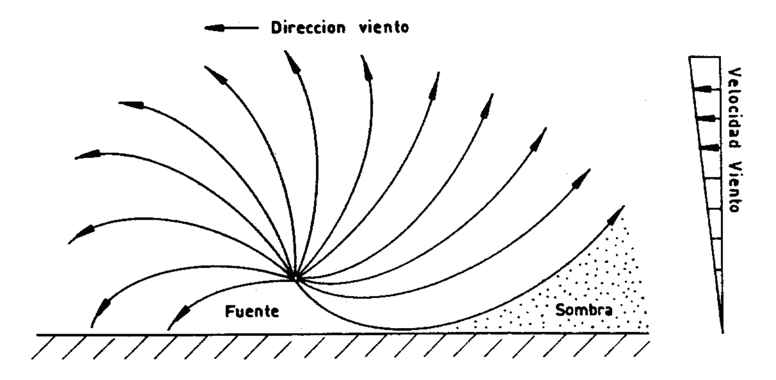



**Figura 15.2:** Curvatura de los rayos sonoros debido al viento.

## *15.3.4 Atenuación causada por obstáculos naturales.*

Dentro de los obstáculos naturales se incluyen el terreno y todo tipo de vegetación capaz de interferir en la propagación del sonido.

En la propagación del sonido, las ondas sonoras sufren reflexiones en el terreno a lo largo de su recorrido, de ahí la importancia de la naturaleza del mismo. Si el terreno es compacto la atenuación será prácticamente nula para distancias fuente-receptor inferiores a 100 *m*. Sin embargo, si presenta alguna porosidad o está recubierto de césped o de algún tipo de vegetación uniforme, la atenuación puede llegar a ser apreciable, especialmente a frecuencias altas. En la tabla T.15.1 se dan algunos valores orientativos de la atenuación causada por el terreno cubierto de distintos tipos de vegetación, para una frecuencia de 1.000 *Hz*.

Cuando el terreno no tiene recubrimiento alguno, la atenuación se produce por interferencia entre el sonido directo y el reflejado en el mismo, a frecuencias bajas

(300–600 $Hz$) esta atenuación puede alcanzar los 50 $dB$ en puntos situados a 250 $m$ de la fuente.

La atenuación causada por las pantallas vegetales formadas por árboles y matorrales o arbustos de cierta altura, es bastante pequeña aunque si éstas son muy densas (al menos 100 $m$ de profundidad), pueden alcanzarse atenuaciones significativas. Esta atenuación puede variar entre 5 $dB/100m$ para bosques no muy densos de hoja caduca y los 20 $dB/100m$ para bosques densos de hoja perenne.

| TIPO DE RECUBRIMIENTO | ATENUACION $dB/100m$ a 1.000 $Hz$ |
|---|---|
| Ninguno (1) | 2 – 5 |
| Hierba escasa | 3 – 6 |
| Arbustos | 12 – 15 |
| Césped tupido | 15 – 20 |

**Tabla T.15.1:** Atenuación causada por el terreno en función del grado de vegetación sobre el mismo.

## 15.3.5 Atenuación causada por obstáculos artificiales.

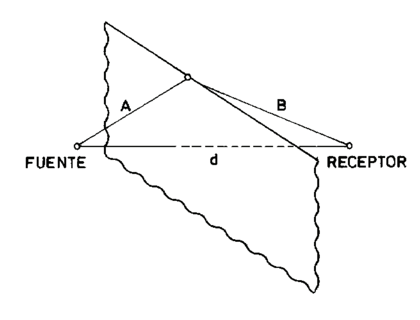


**Figura 15.3:** Pantalla acústica. Medición de las distancias.

En este apartado se analiza el efecto de las pantallas acústicas y de los edificios sobre la propagación del sonido.

Las pantallas acústicas constituyen uno de los elementos más efectivos en la reducción del ruido generado por algunos tipos de fuentes sonoras.

Se entiende por pantalla acústica toda barrera o pared no porosa de suficiente masa (mínimo de $20\,kg/m^2$) situada entre la fuente y el receptor. En la figura 15.4 se muestra la atenuación del sonido, emitido por una fuente puntual, debida a una pantalla rígida en función del denominado número de Fresnel, $N$. ($N$ es negativo cuando el receptor puede ver la fuente). El número de Fresnel viene dado por,

$$N = 2(A + B - d)/\lambda \,, \tag{15.1}$$

donde:

$\lambda$, Es la longitud de onda del sonido, en metros.

$d$, Es la distancia entre la fuente y el receptor, en metros.

$A + B$, Es el camino mínimo recorrido por la onda acústica entre la fuente y el receptor, en metros.

Como se observa en la figura, prácticamente la atenuación máxima que se puede alcanzar es de unos 24 *dB*.

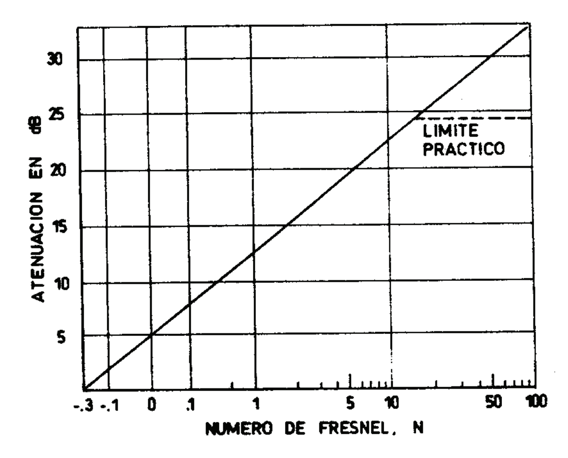



**Figura 15.4:** Atenuación debida a una pantalla en función del número de Fresnel *N*.

Quizá el factor más importante que afecta a la propagación del sonido en áreas urbanas, en cuanto a atenuación se refiere, sea la presencia de edificios. Aunque algunos autores aplican la teoría de pantallas acústicas para resolver este problema, los resultados obtenidos no se ajustan a los datos experimentales. Después de analizar diversos estudios sobre la atenuación causada por los edificios, para el ruido generado por el tráfico rodado y el tráfico de trenes, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- En zonas residenciales abiertas, la atenuación es de unos 10 *dB*(*A*)
- En zonas residenciales densas, la atenuación puede alcanzar los 20 *dB*(*A*)
- En general, la atenuación no depende de la distancia de la fuente sonora a los edificios ni de la distancia de éstos al punto de recepción.
- Como norma general se puede tomar que la atenuación es de:
  - ∗ 13 *dB*(*A*) por el primer bloque de edificios.
  - ∗ 6 *dB*(*A*) por el segundo bloque de edificios.
  - ∗ Despreciable por la presencia de un tercer bloque.

En este punto hay que tener en cuenta que en el caso de que existan edificios a ambos lados de la fuente sonora, sin discontinuidad alguna, se produce el denominado "efecto cañón", que incrementa hasta en $10\,dB(A)$, el nivel sonoro. También se produce otro efecto de "fachada", que puede aumentar el nivel sonoro en unos $3\,dB(A)$ en puntos próximos a las fachadas de los edificios.

# *15.4 Impacto sonoro en el medio ambiente.*

En Acústica Urbanística y particularmente, en la parte de la misma que trata de la protección de los espacios exteriores frente al excesivo ruido ambiental, es imprescindible la localización y evaluación de las diversas fuentes de ruido, existentes o en proyecto, tanto para predecir el grado de molestia originado por las mismas, como para proponer medidas correctoras.

En esta evaluación conviene distinguir entre:

- Los **estudios del impacto medio-ambiental** de un determinado proyecto urbano, consistentes en la previsión de la incidencia de las fuentes de ruido proyectadas, así como del análisis de las posibilidades naturales de protección frente al ruido originado. (En el Capítulo XVI se expone un modelo matemático para la previsión del nivel de ruido producido por una vía de circulación rodada, por ser ésta la principal fuente de ruido ambiental).

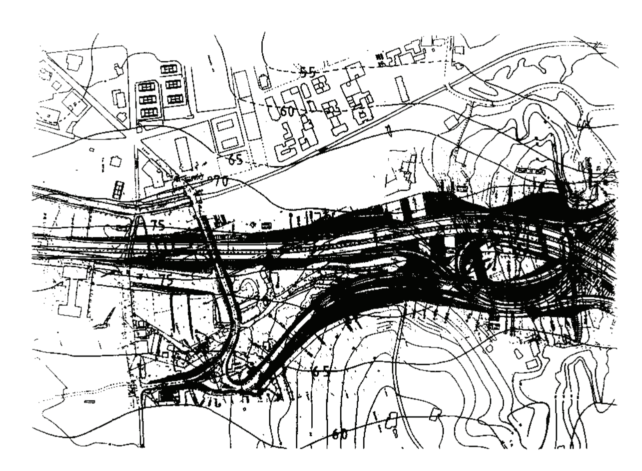



**Figura 15.5:** Estudio del impacto medio-ambiental de la nueva autovía Uribe-Kosta.

A partir de las previsiones de un estudio de impacto medioambiental, grafiadas sobre la zona de influencia de la fuente de ruido, mediante curvas isófonas o de

igual sonoridad, se puede dividir el espacio estudiado en zonas de mayor a menor exposición al ruido. De este ruido se deduce el nivel de molestia originado en cada zona y las posibles medidas correctoras, a incluir en el proyecto analizado.

- Los **mapas sónicos** de un determinado espacio urbano, ya existente, que grafían una distribución de niveles sonoros representativa de la situación real media. Asimismo, contemplan las zonas caracterizadas por niveles punta, especificando las bandas de valores de estos niveles y su distribución en el tiempo. Para que el mapa sónico sea un instrumento valioso, no sólo para el análisis sino también para el diagnóstico y establecimiento de criterios para adoptar posibles soluciones, debe identificar y evaluar los focos sonoros que contribuyen mayoritariamente al excesivo nivel de ruido. El conocimiento de la distribución en frecuencias del ruido en cuestión, puede resultar imprescindible, tanto para tomar medidas correctoras como para predecir el grado de molestia del ciudadano. El mapa sónico debe ir acompañado de una distribución de índices de molestia para cada zona, y estos índices se deben obtener a partir de encuestas realizadas a los habitantes de las mismas.

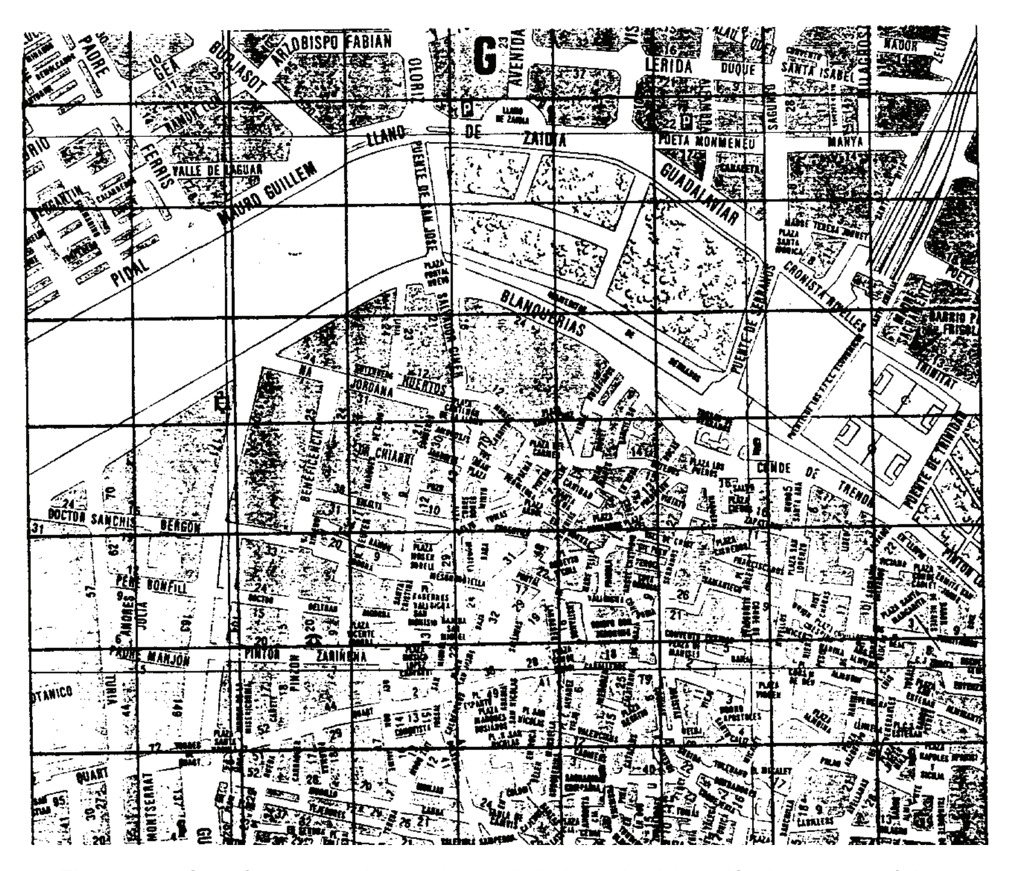



**Figura 15.6:** Cuadrícula sobre el plano de una ciudad para la elaboración de un mapa sónico.

En general en toda toma de medidas, y en particular en las realizadas para la configuración de un mapa sónico, se debe de tener en cuenta los ciclos de actividad de las zonas en donde se toman las medidas, con el fin de seleccionar periodos cortos de medidas que corresponden a intervalos más o menos continuos de ruido. Sin embargo, en otros casos la periodicidad del ruido puede ser mayor, incluso a veces semanal. Por todo ello, se debe realizar un análisis previo de las zonas para seleccionar y clasificar los puntos de toma de medidas, que deberán ser representativos de su entorno.

## *15.5 Posibles actuaciones para reducir las molestias ocasionadas por el excesivo ruido ambiente.*

La lucha contra el ruido ambiente excesivo puede realizarse desde múltiples puntos de vista, compitiendo a una gran diversidad de personas y organismos, tanto públicos como privados. La adopción de una normativa básica debería coordinar las formas de actuación de los diversos organismos para una acción eficaz.

Toda actividad humana genera cierto ruido. El ruido ambiente se compone de un ruido de fondo constituido por los sonidos naturales más aquellos generados por el conjunto de actividades realizadas por el hombre con un nivel continuo. A este ruido de fondo se le suman otros, en general más molestos, por su carácter impulsivo y fluctuante.

Teniendo en cuenta las fuentes de ruido descritas, las medidas correctoras se pueden aplicar actuando sobre la fuente, sobre el medio de transmisión y sobre el receptor.

### *15.5.1 Actuando sobre las fuentes de ruido.*

Lo que equivale a reducir los niveles de emisión de las diversas fuentes de ruido, a saber:

- **Circulación de vehículos:** Limitando el nivel de emisión desde fábrica, por tipo y categoría del vehículo, haciendo obligatorio el control de su emisión en las distintas inspecciones técnicas que sufra el vehículo. Con este tipo de medidas,

durante los años 70, se ha conseguido, en países de la CEE, una reducción del nivel de emisión entre 2–3 $dB(A)$ en automóviles y 7 $dB(A)$ en autobuses. En contra de esto, una conducción deportiva aumenta el nivel de emisión en 7 $dB(A)$.

También es importante el diseño de un adecuado sistema viario, que haga que el tráfico sea más fluido, ya que la mayor emisión de ruido se produce en los procesos de frenado y aceleración. El tipo de calzada también influye, aunque el ruido generado por el tráfico rodado hasta velocidades de 50–60 *km/h* es fundamentalmente el que origina el motor. A pesar de todas las medidas, una vía de tráfico será siempre una fuente de ruido y por tanto conviene alejar de la misma los espacios que requieran mayor silencio, mediante una adecuada planificación, como se verá más adelante. Hay que señalar que una mejora sobre los vehículos sólo permite una reducción global de 5 $dB(A)$, mientras que con una adecuada planificación, se puede llegar hasta valores comprendidos entre 15 a 30 $dB(A)$.

- **Tráfico ferroviario:** El ruido originado por el tráfico ferroviario se produce fundamentalmente en la rodadura sobre los raíles. Las medidas encaminadas a reducir este ruido se dirigen a evitar las juntas entre raíles, así como a la utilización de carcasas que protejan las ruedas y eviten, en parte, la propagación de este ruido. Se debe evitar el empleo de señales acústicas, aumentando la seguridad en el trazado de las vías.

- **Tráfico aéreo:** También se han hecho esfuerzos en este sentido reduciendo el nivel de emisión hasta llegar, en la actualidad, a unos niveles de emisión difíciles de reducir.

Se debe evitar, en horas de descanso, este tráfico variable y por tanto más molesto.

- **Industrias y obras en construcción:** La normativa en materia de lucha contra el ruido se dirige, fundamentalmente a la reducción del nivel de emisión de las industrias situadas en zonas urbanas, y en este sentido se han conseguido mejoras notables. En este caso, no sólo se puede bajar el nivel de emisión de la maquinaria, sino que se puede exigir un determinado aislamiento a los edificios industriales, de forma que el ruido vertido al exterior sea menor que el ruido medio aceptable en la zona donde se ubican.

En el caso de ejecución de obras, es más difícil reducirlo, ya que éstas son al aire libre y además, están inmersas, generalmente en zonas urbanas. La única alternativa es limitar la emisión de la maquinaria utilizada en las mismas, como ya se está realizando en diversos países de la CEE, dónde ya se han publicado directivas sobre el nivel de ruido máximo emitido por compresores, martillos perforadores, grupos electrógenos de soldadura y de potencia, rompedores de hormigón y grúas torre.

- **Actividades lúdicas:** Los organismos municipales están fuertemente preocupados por la lucha contra este tipo de ruidos producidos por actividades de ocio, extremadamente ruidosas, que perturban el ambiente sonoro urbano, principalmente en las horas de descanso nocturno. La principal problemática radica en que estas actividades requieren un alto nivel de sonido, sin el cual no tiene en ocasiones sentido la actividad desarrollada. El control en la emisión no está, por tanto, debidamente justificado. Lo verdaderamente eficaz, es aislarlo adecuadamente incluso separándolo de zonas que requieran cierto silencio.

### *15.5.2 Actuando en la transmisión.*

En la transmisión, el ruido sólo se puede atenuar en base a la colocación de barreras, ya sea naturales, aprovechando depresiones o elevaciones, o creándolas, como sería el caso de pantallas acústicas, y acentuando la absorción del sonido en la transmisión, por ejemplo haciendo fachadas absorbentes, interponiendo parques o grandes masas arbóreas, etc.

Las pantallas acústicas, elevaciones o depresiones naturales, pueden resolver el problema a las zonas próximas, pero el sonido sigue transmitiéndose una vez sobrepasadas éstas. Los fenómenos de difracción y curvatura de los rayos dificultan la acción de una pantalla, sobre todo en las frecuencias bajas, donde más se acusan estos fenómenos.

### *15.5.3 Actuando en la recepción.*

Con un determinado nivel de ruido transmitido a los diversos espacios urbanos, lo único que cabe hacer es utilizar absorción para reducir el nivel reverberado en los mismos. Esta absorción puede ser aplicable a fachadas, mobiliario urbano, calzadas, etc.

En cualquier caso, el medio más efectivo es la transición de espacios más o menos sensibles al ruido desde la fuente, de forma que los más expuestos al ruido sean los menos sensibles a él, actuando como barrera y aislamiento frente a los sucesivos. Se puede llegar con esta disposición a obtener "zonas de silencio", como existen en los Países Bajos, en las que los sonidos naturales no son enmascarados por los producidos por las actividades humanas.

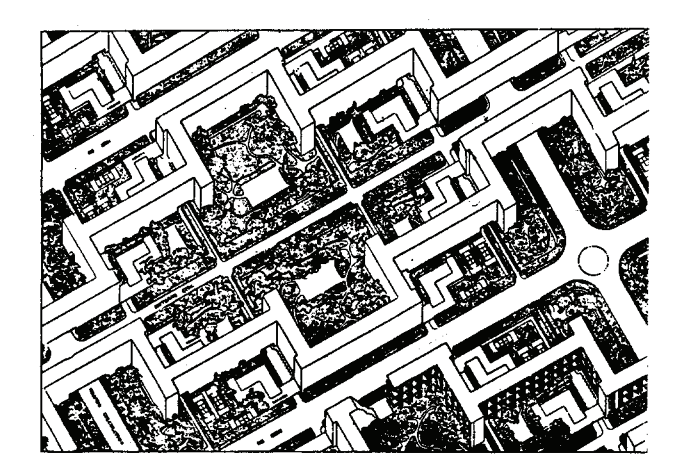


**Figura 15.7:** Ejemplo de transición de espacios protegiéndose frente al ruido ambiente. Alojamientos "redents". (Le Corbusier).

Se puede actuar a distintos niveles:

* Transición de los diversos espacios urbanos, como ya se ha descrito.

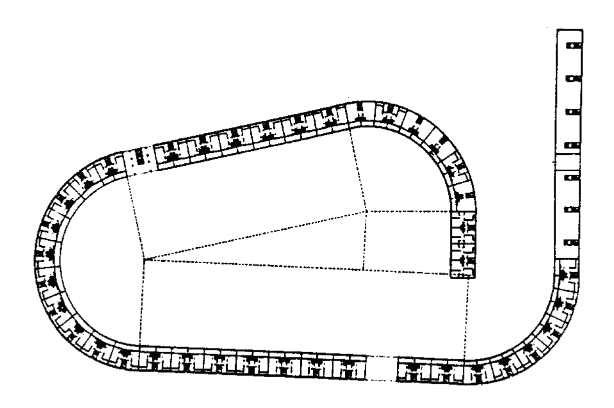


**Figura 15.8:** Ejemplo de orientación de un edificio frente a una vía de circulación densa. Edificio de viviendas junto a la M-30 en Madrid. (Saénz de Oiza).

* Ubicación y orientación de los edificios que componen la trama urbana, de forma que protejan de los ruidos a zonas tras ellos. La disposición de los edificios respecto a las fuentes de ruido, puede favorecer o no la propagación del mismo. Así, la ubicación de los edificios perpendicularmente a una vía de tráfico es la más desfavorable, pues ninguna de sus fachadas se ve realmente protegida, ni tampoco actúa como barrera para espacios posteriores a él. Sin embargo, la orientación en paralelo proporciona una zona protegida, tras el edificio, creándose una distinción entre sus fachadas, una expuesta al ruido y la otra protegida. Frente a grandes fuentes de ruido, la edificación tiende a cerrarse sobre sí misma, volcándose a un espacio interior en calma (figura 15.8).

* Finalmente, y como protección frente al ruido exterior, de los espacios interiores más sensibles al mismo, conviene también, hacer una transición de espacios, de forma que aquellos que menos les afecta, actúen de barrera protegiendo a los más sensibles (figura 15.9).



**Figura 15.9:** Ejemplo de transición de espacios (tendederos, cocinas, armarios, etc.) como aislamiento acústico. Viviendas en la M-30 en Madrid. (Saén de Oiza).

### *15.5.4 Medidas preventivas actuando sobre la planificación y gestión del suelo.*

Son estas medidas las más eficaces. La planificación urbana, en origen, tiene los medios para coordinar la adecuada distribución espacio-temporal de las diversas actividades urbanas.

Cada actividad, desde el punto de vista acústico, se caracteriza por el sonido que emite, por el periodo temporal de emisión y por el ruido capaz de tolerar sin molestia. La adecuada zonificación puede compatibilizar, desde el punto de vista acústico, las diversas actividades. No hace falta llegar a zonas mono-funcionales,

tan alejadas de la forma de vida de una ciudad, sino al uso compatible del suelo, distribuyendo espacial y temporalmente las diversas actividades en un entorno ambiental adecuado. La tabla T.15.2 resume los diversos tipos de utilización del suelo, así como los niveles medios aceptables del ruido ambiental para cada una, diferenciando entre uso compatible, uso compatible con aislamiento, uso compatible marginal e incompatibilidad de uso.

| UTILIZACION DEL SUELO | NIVEL SONORO DIA-NOCHE (Promediado en un año) | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 50–55 | 55–60 | 60–65 | 65–70 | 70–75 | 75–80 | 80–85 | 85–90 |
| Residencial Unifamiliar (1) | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad con aislamiento | | | | | |
| Residencial multifamiliar (2) | Uso compatible | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | | | | | |
| Residencial edificios (3) | Uso compatible | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad marginal | Compatibilidad marginal | | | |
| Hoteles | Uso compatible | Uso compatible | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad marginal | | | |
| Colegios, iglesias | Uso compatible | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad marginal | Compatibilidad marginal | | | |
| Hospitales | Uso compatible | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad marginal | Compatibilidad marginal | | | |
| Auditorios, salas de conciertos | Uso compatible | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | | | | | |
| Zonas deportivas | Uso compatible | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad con aislamiento | | | | |
| Jardines vecinales | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad con aislamiento | | | | |
| Oficinas y pequeños comercios | Uso compatible | Uso compatible | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad con aislamiento | | | |
| Grandes almacenes, industrias | Uso compatible | Uso compatible | Uso compatible | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad con aislamiento | | |
| Granjas | Uso compatible | Uso compatible | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad con aislamiento | | | |
| Agricultura | Uso compatible | Uso compatible | Uso compatible | Uso compatible | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad con aislamiento | |
| Parques naturales | Uso compatible | Uso compatible | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad con aislamiento | Compatibilidad con aislamiento | | | |

(1) Utilización del exterior muy frecuente
(2) Utilización del exterior moderada
(3) Utilización del exterior limitada

Uso compatible — Compatibilidad con aislamiento — Compatibilidad marginal

**Tabla T.15.2:** Usos del suelo y compatibilidad con el nivel de ruido ambiente.

La norma básica de la edificación NBE-CA-88, sobre condiciones acústicas de la edificación, recomienda las siguientes directrices para el planeamiento urbanístico:

- Ubicación de los aeropuertos en zonas dispuestas al efecto, que garanticen que los asentamientos urbanos más próximos no queden situados en el interior del área definida por la línea de índice de ruido correspondiente a 40 *NNI*.

- Ubicación de las zonas industriales en áreas dispuestas al efecto, que garanticen que en los asentamientos urbanos más próximos no se produzcan, por su sola causa, niveles de ruido equivalentes $L_{eq}$ superiores a 60 $dB(A)$.

- Ubicación y trazado de vías férreas en bandas dispuestas al efecto, que garanticen que en los asentamientos urbanos más próximos no se produzcan, por su sola causa, niveles de ruido equivalente $L_{eq}$ superiores a 60 $dB(A)$.

- Ubicación y trazado de las vías de penetración de tráfico rodado pesado, en bandas dispuestas al efecto, que garanticen que en los asentamientos urbanos más próximos no se produzcan, por su sola causa, niveles de ruido equivalente $L_{eq}$ superiores a $60\ dB(A)$.

- Ubicación y trazado de las autopistas urbanas, en bandas dispuestas al efecto, que garanticen que en los asentamientos urbanos más próximos no se produzcan, por su sola causa, niveles de ruido equivalente $L_{eq}$ superiores a $60\ dB(A)$.

- Distribución de volúmenes de la edificación de modo que se protegen por efecto pantalla las partes más sensibles del edificio, de los ruidos procedentes de fuentes fijas, o de las direcciones preminentes de incidencia de ruido.

- Orientación de los edificios de modo que presenten la menor superficie de exposición de áreas sensibles al ruido en la dirección preminente de incidencia del mismo.

## *15.5.5 Medidas complementarias.*

La sensibilización de la población frente a la problemática del ruido ambiente, puede ser una medida complementaria muy eficaz en la lucha contra ciertos ruidos. Así, por ejemplo, se ha visto que una conducción deportiva puede aumentar la emisión del ruido de un vehículo en $7\ dB(A)$ mientras que actuando sobre el vehículo sólo se puede reducir $2{-}3\ dB(A)$. Un comportamiento cívico puede, pues, colaborar en la reducción en los niveles de emisión de las actividades ruidosas realizadas individual o colectivamente. La modificación de la actitud de la población frente al ruido puede realizarse eficazmente, a largo plazo, en el sistema educativo.

Se pueden aplicar, además, una serie de medidas incitativas de lucha contra el ruido, como las que tienden a sensibilizar a ciudadanos, industrias, etc. estimulando los comportamientos no ruidosos, con subvenciones, exenciones de pagos, etc.

# Capítulo XVI

# Evaluación del Impacto Ambiental

# *16.1 Introducción.*

Evaluar el impacto ambiental de una actividad existente o a implantar, desde el punto de vista acústico, consiste en conocer o predecir el nivel de ruido que produce o producirá la citada actividad, así como su repercusión en las personas como usuarios de los espacios urbanos y de los edificios.

La forma de evaluar el impacto sonoro difiere según se trate de una situación consolidada o de la implantación de una nueva actividad.

En una situación consolidada interesa conocer los niveles sonoros existentes en el entorno urbano a fin de prever el adecuado aislamiento acústico en los cerramientos de fachada de los edificios y tomar las medidas correctoras adecuadas para limitar las actividades compatibles con el ruido existente. Se trata, por tanto, de conocer la distribución espacial y temporal de los niveles sonoros de una zona del entorno urbano como información auxiliar de la planificación urbana y se concreta en los denominados **mapas sonoros**, ya descritos en el Capítulo XV.

Ante una nueva actuación conviene predecir la variación de ruido que se va a producir como consecuencia de la misma y la consiguiente molestia ocasionada a los ciudadanos, a fin de incluir en la evaluación del impacto, las medidas correctoras tendentes a evitar las molestias producidas. Interesa también conocer la distribución espacial y temporal de los niveles sonoros del entorno de la nueva actuación como documento del proyecto. Todo ello constituye, como ya se ha visto, el estudio de un **impacto sonoro**.

En ambos casos existe la posibilidad de evaluar las mejoras introducidas por las medidas correctoras tendentes a disminuir el grado de molestia del ruido ambiental, teniendo en cuenta que la medida más efectiva consiste en un adecuado planeamiento del territorio, tanto de los espacios urbanos como de los espacios interurbanos próximos a los núcleos de población, y como medidas complementarias las tendentes a disminuir la emisión de ruido y las destinadas a dificultar su propagación en los ambientes urbanos.

# *16.2 Fuentes de ruido en el exterior de los edificios.*

Se entiende como fuentes exteriores de ruido aquellas que están situadas fuera del edificio. Estos ruidos son generados principalmente por el tráfico rodado tanto en

zonas urbanas como en interurbanas y ocasionalmente por el tráfico aéreo o ferroviario.

El ruido exterior más importante es, por lo tanto, el producido por el tráfico rodado, que es considerado por la comunidad urbana como el "ruido de fondo" sobre el que se suman los demás tipos de ruido generados por el uso de los espacios urbanos (ruidos que genera la propia comunidad, ruidos de origen industrial, etc.). Incidiremos principalmente, por tanto, en el ruido de tráfico rodado.

En cualquier caso lo que interesa es determinar el nivel sonoro en la parte exterior de las fachadas, para poder determinar la transmisión del mismo al interior de la edificación.

## *16.3 Ruido del tráfico rodado.*

| TIPO DE VEHÍCULO | PLENA ACELERACIÓN | VELOCIDAD CONSTANT E |
|---|---|---|
| Ciclomotores | 76 | 77 |
| Vehículos utilitarios | 83 | 73 |
| Turismos particulares | 83 | 71 |
| Vehículos transporte público | 90 | 83 |
| Vehículos utilitarios pesados | 90 | 81 |

**Tabla T.16.1:** Nivel sonoro en $dB(A)$ de diversos tipos de vehículos. (Stephenson y Vulkan).

El ruido del tráfico rodado es el producido por los vehículos en circulación y es el resultado de la superposición de diversos ruidos provocados por el motor, transmisión, neumáticos, etc.

A título de ejemplo se dan en la tabla T.16.1 los niveles sonoros producidos por diversos tipos de vehículos a $7{,}5\ m$ del eje del vehículo y a $1{,}2\ m$ del suelo.

Pero el ruido que impera cerca de una calzada raramente es originado por un sólo vehículo, sino que suele ser la superposición de ruidos provocados por diversos tipos de vehículos, repartidos sobre la calzada con posiciones, velocidades y aceleraciones diversas. Por ello, el tratamiento del ruido de tráfico tiene que ser estadístico. Ahora bien, como el estudio analítico del problema es engorroso, en cuanto a su desarrollo, se intentará proceder utilizando ábacos y gráficos confeccionados para resolverlo de forma más simplificada.

El proceso para la evaluación del ruido de tráfico se basa en un valor de referencia de 68 *dB*(*A*), correspondiente a 1.000 vehículos ligeros por hora a una velocidad de 50 *km/h*, a una distancia de 10 *m* de una carretera recta de longitud infinita. A este valor se le añaden correcciones que tienen en cuenta la influencia de la velocidad, el tráfico horario, la distancia, la influencia de barreras, obstáculos, reflexiones en edificios, calzadas no rectas o de longitud no infinita, etc.

$$L_{eq} = L1_{eq,10} + \Delta L_D + \Delta L_\theta + \Delta L_{TP} + \Delta L_{2P} + \Delta L_\beta \qquad (16.1)$$

en donde:

| | |
|---|---|
| $L_{eq}$ | Es el nivel sonoro producido por el tráfico |
| $L1_{eq,10}$ | Es el nivel de ruido a 10 *m* del eje de la calzada |
| $\Delta L_D$ | Es la atenuación del ruido por la distancia |
| $\Delta L_\theta$ | Es la corrección por ángulo de vista de la calzada |
| $\Delta L_{TP}$ | Es la atenuación debida al terreno y pantallas |
| $\Delta L_{2P}$ | Es la atenuación por doble pantalla |
| $\Delta L_\beta$ | Es la corrección por inclinación de la calzada |

El proceso de cálculo se puede estructurar en los siguientes pasos, en los que se definen los parámetros necesarios, las expresiones que describen el modelo de cálculo y la forma de utilizar los gráficos.

## *Paso 1: Estimación del tráfico horario q*

El **tráfico medio horario**, $q$, se define como el número de vehículos que circulan por hora. Estos valores deben ser medidos directamente en la vía de tráfico o evaluados en el proyecto de la misma, para las horas del día y de la noche. En general, el dato que se tiene es el de intensidad de circulación media diaria (*IMD*) del que se puede obtener el tráfico medio horario según:

$$q = \frac{0{,}9\ IMD}{8} \quad \text{para el día} \qquad (16.2)$$

$$q = \frac{0{,}1\ IMD}{8} \quad \text{para la noche} \qquad (16.3)$$

Igualmente deben medirse o evaluarse en el proyecto el **porcentaje de vehículos pesados**, $p_p$, y la velocidad a la que circulan los vehículos. En el caso de tráfico urbano se puede considerar que tanto los vehículos ligeros como los pesados circulan a la misma velocidad, pero en vías de varias calzadas y en autopistas las velocidades son distintas y debe evaluarse por separado el tráfico de ligeros y pesados durante el día y la noche según:

$$q_{\text{LIGEROS}} = \frac{100 - p_p}{100} q \qquad q_{\text{PESADOS}} = \frac{p_p}{100} q \tag{16.4}$$

Si no hay datos de las velocidades se suelen tomar las velocidades máximas permitidas en la vía, tanto para vehículos ligeros como para pesados.

## *Paso 2: Nivel Equivalente de referencia a 10 m, $L_{eq,10}$*

Es el nivel sonoro que produce un tráfico continuado de 1.000 vehículos ligeros por hora a una distancia de $10\ m$ del eje de la calzada y a una velocidad de 50 *km/h*. Se utiliza como base del cálculo y su valor es $68\ dB(A)$.

## *Paso 3: Nivel Equivalente de ruido de tráfico a 10 m, $L1_{eq,10}$*

Para tener en cuenta la influencia de las distintas velocidades, número de vehículos distintos y la existencia de vehículos pesados se introducen una serie de correcciones:

$$L1_{eq,10} = L_{eq,10} + \Delta L_{vp} + \Delta L_v + \Delta L_N \tag{16.5}$$

en donde

- $\Delta L_{vp}$ es la **corrección por vehículos pesados**, cuyo valor es:

para $v \le 90\, km/h$ (si $v < 50\, km/h$ se toma $v = 50\, km/h$)

$$\Delta L_{vp} = 10 \log \left[ 1 - 0{,}01\, p_p + \frac{5\, p_p}{v} \right] \tag{16.6}$$

para $v > 90\, km/h$ (si $v > 100\, km/h$ se toma $v = 100\, km/h$)

$$\Delta L_{vp} = 10 \log \left[ 1 - 0{,}01\, p_p + 0{,}056\, p_p \frac{90^3}{v^3} \right] \tag{16.7}$$

Las diferencias entre ambas expresiones son debidas al predominio del ruido del motor o de la fricción con el aire.

- $\Delta L_v$ es la **corrección por velocidad** $(50\, km/h \le v \le 100\, km/h)$.

$$\Delta L_v = 30 \log \frac{v}{50} \tag{16.8}$$

- $\Delta L_N$ es la **corrección por el número de vehículos por hora**.

$$\Delta L_N = 10 \log \left[ \frac{N}{1.000} \right] \tag{16.9}$$

Cuando los vehículos ligeros y pesados circulan a distinta velocidad debe evaluarse independientemente el valor de $L1_{eq,10}$ para cada uno de ellos con su velocidad correspondiente, tomando $p_\ell = 0$ para los vehículos ligeros y $p_p = 100$ para los pesados, calculando el nivel del ruido de tráfico a $10\, m$ como si se tratase de dos fuentes de ruido distintas con la expresión (16.5), obteniendo el nivel resultante con:

$$L1_{eq,10} = 10 \log \left[ 10^{L1^p_{eq,10}/10} + 10^{L1^\ell_{eq,10}/10} \right] \tag{16.10}$$

donde los supraíndices $p$ y $\ell$ indican los niveles equivalentes del ruido de tráfico a $10\, m$ producidos por los vehículos pesados y ligeros, calculados independientemente.

El valor de $L1_{eq,10}$ puede obtenerse directamente de las gráficas G1 y G2, a partir de los mismos valores de velocidad $v$, porcentaje de vehículos pesados $p_p$ y número de vehículos $N$,

$$L1_{eq,10} = \left( L_{eq,10} + \Delta L_{vp} + \Delta L_v \right) + \Delta L_N = L_{G1} + L_{G2} \tag{16.11}$$

El término entre paréntesis se obtiene de la gráfica G1 y la corrección por el número de vehículos de la gráfica G2.

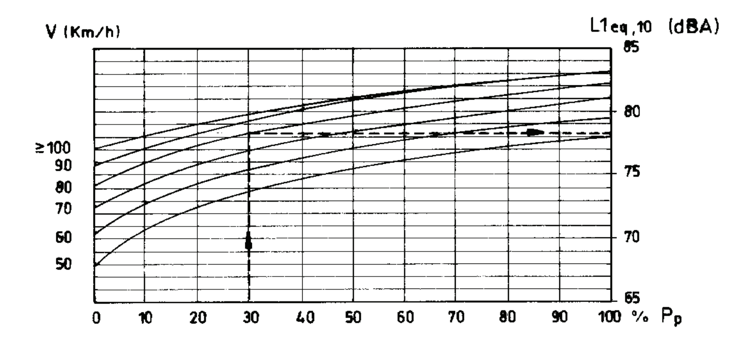



**Gráfico G1:** Cálculo de $\left(L_{eq,10} + \Delta L_{vp} + \Delta L_v\right)$.

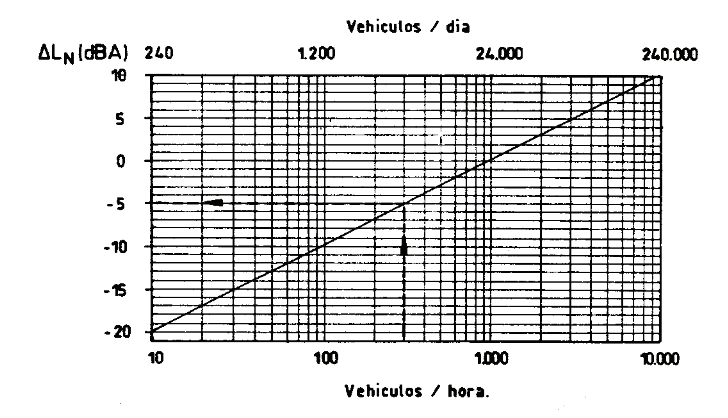



**Gráfico G2:** Corrección por caudal de tráfico $\Delta L_N$.

A modo de ejemplo, para 300 vehículos/hora a 80 *km/h* y 30% de tráfico pesado, se obtiene:

$$\left.\begin{aligned} L_{G1} &= 78{,}1\ dB(A) \\ L_{G2} &= -5\ dB(A) \end{aligned}\right\} \quad \text{y por tanto} \quad L1_{eq,10} = 73{,}1\, dB(A)$$

## *Paso 4: Corrección por distancia, $\Delta L_D$*

Cuando la distancia del receptor al eje de la calzada es distinta de $10\,m$ se suma un término corrector $\Delta L_D$ cuyo valor es:

$$\Delta L_D = -10 \log \frac{\sqrt{x^2 + \left(h_r - h_f\right)^2}}{10} \qquad (16.12)$$

donde,

- $x$ es la distancia sobre el plano de reflexión desde el eje de la calzada al receptor en perpendicular al eje (ver figuras 16.1 y 16.2).

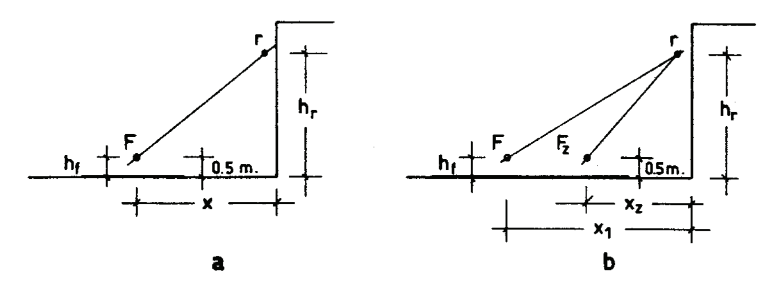



**Figura 16.1:** Atenuación por la distancia. a) Una fuente lineal. b) Dos fuentes lineales.

- $h_f$ y $h_r$ son las alturas de la fuente y el receptor (ver figuras 16.1 y 16.2).

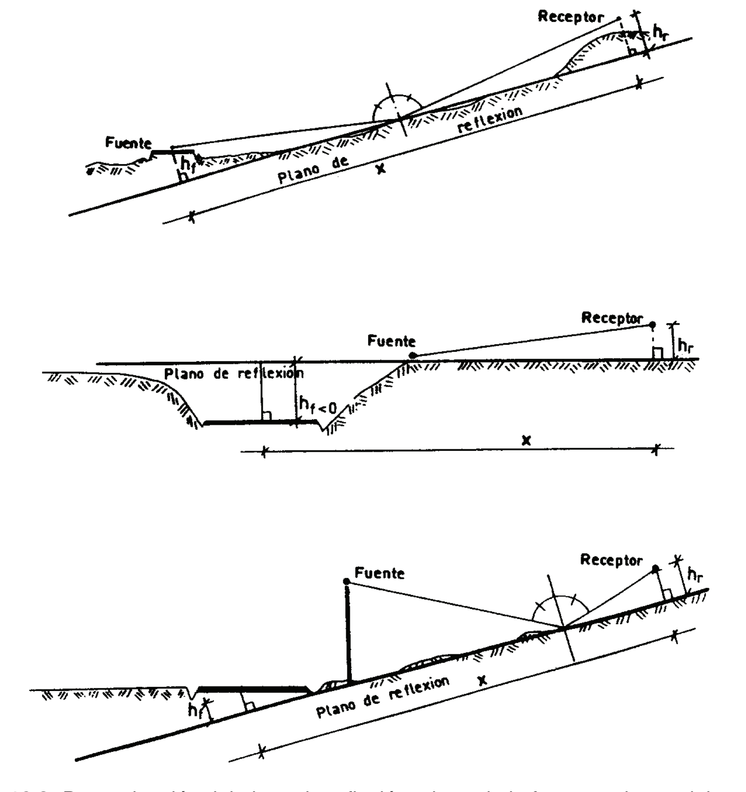
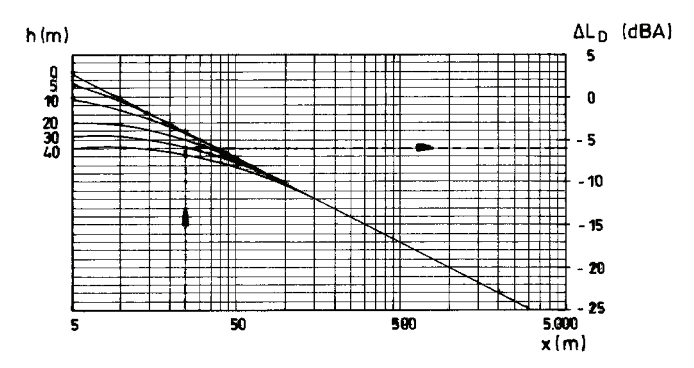



**Figura 16.2:** Determinación del plano de reflexión, altura de la fuente y alxtura del receptor.

Esta expresión corresponde a la propagación en ondas cilíndricas del sonido radiado por una fuente lineal de longitud infinita.

En la gráfica G3 se puede obtener el valor de $\Delta L_D$. Por ejemplo, para una distancia de $25\,m$ y una altura $h = h_r - h_f = 30\,m$ se obtiene $\Delta L_D = -6\,dB(A)$.




**Gráfica G3:** Cálculo de atenuación por distancia $\Delta L_D$.

En el caso de puntos próximos a las vías con varias calzadas en cada sentido y en el caso de autopistas, no es válida la hipótesis de una sola fuente lineal en el centro, sino que debe considerarse una fuente lineal de ruido en el centro de las calzadas de cada sentido como se muestra en la figura 16.1.b y realizar todo el proceso de cálculo por separado como si se tratase de dos vías de tráfico distintas.

En la figura 16.2, se muestra la situación del plano de reflexión del sonido sobre el terreno. En los casos en que exista un obstáculo natural o artificial se debe considerar una fuente ficticia sobre el obstáculo para la determinación del plano de reflexión. La distancia entre fuente y receptor, siempre debe medirse sobre el plano de reflexión, y la altura de la fuente o del receptor perpendicularmente al mismo.

## *Paso 5: Corrección por ángulo de vista de la vía, $\Delta L_\theta$*

Cuando la longitud de la vía no es infinita, es preciso sumar un nuevo término corrector que es función del ángulo de visión $\theta$ de la fuente desde el punto receptor, medido sobre el plano que contiene a ambos (figura 16.3) y cuyo valor viene dado por la expresión:

$$\Delta L_\theta = -10 \log \frac{\theta}{180} \qquad (16.13)$$

siendo $\theta$ el ángulo de vista en grados.

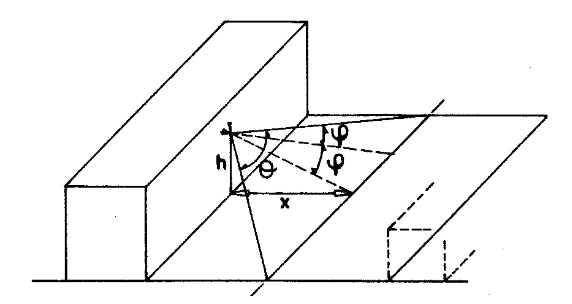



**Figura 16.3:** Angulo de vista $\theta$.

El valor de la corrección por ángulo de vista, $\Delta L_\theta$, puede obtenerse del gráfico G4 a partir del ángulo de vista $\theta$. En el caso de calzadas no rectas, de longitud infinita puede descomponerse dicha calzada en tramos rectos de longitud finita, como aproximación. Para cada tramo se calculará el nivel de partida $L1_{eq,10}$, las atenuaciones por distancia, la corrección por ángulo de vista y las atenuaciones por pantalla y terreno, doble pantalla y pendiente de la calzada (ver puntos siguientes), procediéndose, finalmente, a la composición de niveles, como se indica en la siguiente expresión:

$$L_{eq} = 10 \log \left[ \sum_i 10^{L^i_{eq}/10} \right]$$

donde el supraíndice $i$ indica el nivel final, $L_{eq}$, del tramo recto $i$.

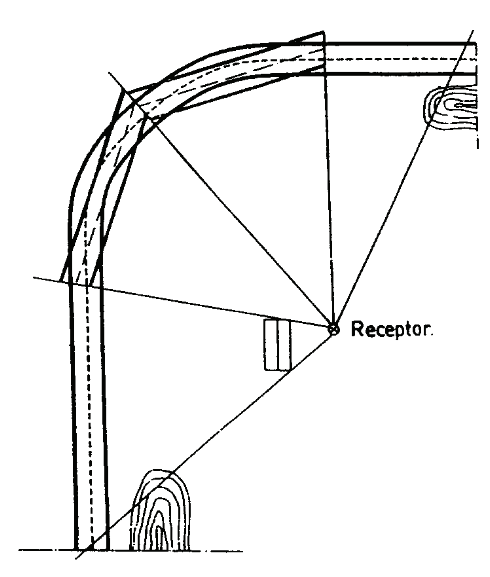



**Figura 16.4:** Descomposición de calzadas no rectas en tramos rectos.

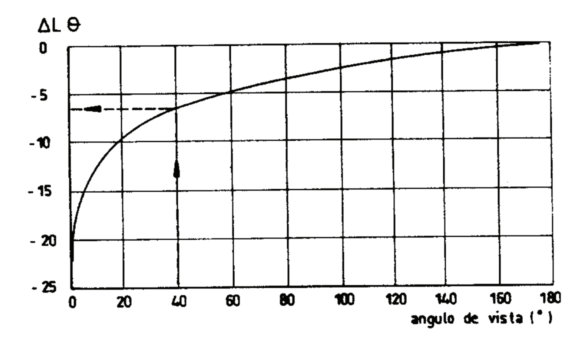



**Gráfico G4:** Corrección por ángulo de vista $\Delta L_\theta$.

## *Paso 6: Corrección por terreno y pantallas,* $\Delta L_{TP}$

Los obstáculos que encuentra la onda sonora en su propagación desde la calzada hasta el receptor producen una pérdida de energía que se cuantifica como una atenuación adicional del sonido. Según el tipo de obstáculos que encuentre la onda sonora la corrección $\Delta L_{TP}$ se calculará mediante las expresiones:

| | |
|---|---|
| $\Delta L_{TP} = 0$ | Para terreno duro sin pantallas |
| $\Delta L_{TP} = \Delta L_{Tb}$ | Para terreno blando sin pantallas |
| $\Delta L_{TP} = \Delta L_{P}$ | Para terreno duro y pantalla |
| $\Delta L_{TP} = \Delta L_{T1} + \Delta L_{P} + \Delta L_{T2}$ | Para terreno blando o duro y pantalla |

### Paso 6.1: Corrección por terreno blando, $\Delta L_{Tb}$

Cuando el terreno está cubierto de vegetación de baja altura, la onda rasante pierde energía debido al mayor rozamiento que este terreno ofrece, con lo que la atenuación del ruido es mayor para puntos situados a poca altura.

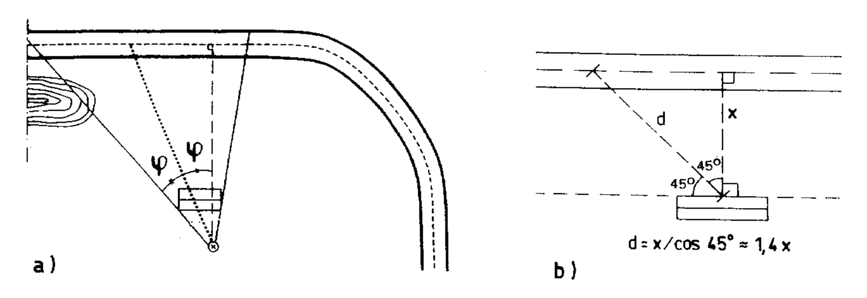



**Figura 16.5:** Parámetros para el cálculo de $\Delta L_{Tb}$.

En primer lugar se calcula el parámetro, $\sigma$, que cuantifica el grado de inclinación de la dirección de propagación de las ondas sonoras mediante:

$$\sigma = \frac{x\ 10^{-0,3\,h_f}}{10\,h_r \cos\varphi} \tag{16.14}$$

$$\left(0 \le h_f \le 1{,}5\ m\right) \qquad \left(h_r \ge 2\ m\right)$$

donde $h_f$ y $h_r$ son la altura de la fuente y del receptor medidas perpendicularmente al plano de reflexión, $x$ es la distancia desde el receptor a la fuente medida sobre el plano de reflexión perpendicularmente a la fuente lineal (figura 16.2). Si $h_r$ es

menor de $2\,m$ se toma para el cálculo $h_r = 2\,m$. El ángulo $\varphi$ vale 45º para fuente de longitud infinita (figura 16.5.b).

Si la fuente no es de longitud infinita se toma el semiángulo, si la perpendicular del receptor a la fuente cae fuera del trozo de fuente lineal, y el semiángulo del trozo mayor cuando la perpendicular divide a la fuente en dos segmentos como se muestra en la figura 16.5.a.

Según el valor de $\sigma$ la corrección por terreno blando $\Delta L_{Tb}$ se calcula con:

$$\begin{aligned} &si \quad \sigma \leq 1 \qquad \Delta L_{Tb} = 0 \\ &si \quad \sigma > 1 \qquad \Delta L_{Tb} = -6 \log \frac{\sigma^2}{1 + 0{,}01\,\sigma^2} \end{aligned} \qquad (16.15)$$

En la gráfica G5 se puede obtener directamente el valor de $\Delta L_{Tb}$ a partir de la distancia de cálculo $d = x/\cos\varphi$ y de las alturas $h_f$ y $h_r$. Como ejemplo, para

$$\left. \begin{aligned} d &= 390\ m \\ h_f &= 1\ m \\ h_r &= 6{,}5\ m \end{aligned} \right\} \quad \text{se obtiene} \quad \Delta L_{Tb} = -3\,dB(A).$$

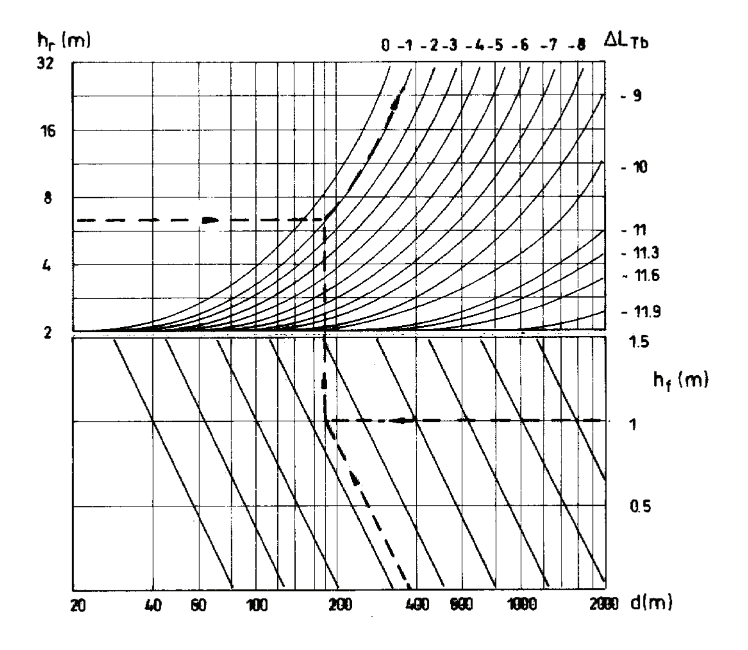



**Gráfico G5:** Cálculo de la atenuación por terreno blando $\Delta L_{Tb}$.

## Paso 6.2: Corrección por pantallas, $\Delta L_P$

Una pantalla es un obstáculo natural o artificial que dificulta la propagación del ruido. El fenómeno que se produce en las pantallas es el de la difracción de las ondas sonoras en el borde de la pantalla que provoca una atenuación adicional por interferencias entre la onda original y la difractada en zonas por encima de la visual del borde de la pantalla, además deja una zona en sombra por debajo de la visual en donde sólo llega la onda sonora difractada, de menor contenido energético que la onda inicial.

El procedimiento de cálculo, que se describe a continuación, es una aproximación, teniendo en cuenta el conjunto de frecuencias que constituyen el ruido de tráfico, y proporciona un valor de atenuación del nivel equivalente.

En función de los datos geométricos, según la figura 16.6 y 16.7 se calcula la altura eficaz $h_e$ y la relación de distancia $\xi$. Con las expresiones (16.18) a (16.20) o la gráfica G6 se determina el valor de $\Delta L_P$. El valor del parámetro proporcionado por estas expresiones se utiliza en el caso de atenuación por terreno y pantalla, descrito en el punto 6.3.

$$h_e = \frac{(h_b - h_r)\, d_1 + \left(h_b - h_f - 0{,}5\right) d_2}{\sqrt{(d_1 + d_2)^2 + \left(h_b - h_f - 0{,}5\right)^2}} \qquad (16.16)$$

llamando $d_M$ y $d_m$ al mayor y menor de $d_1$ y $d_2$ respectivamente

$$\left.\begin{array}{l} \text{si} \quad d_M < 30, \quad \text{se toma} \quad d_M = 30\ m \\ \text{si} \quad \gamma = \dfrac{d_M}{d_m} > 20 \quad \text{se toma} \quad \gamma = 20 \end{array}\right\} \quad \xi = 1{,}1\sqrt{\frac{1+\gamma}{d_M}} \qquad (16.17)$$

con los valores de $h_e$ y $\xi$ se calcula la atenuación por pantalla:

- Si $h_e \leq 0$ y $\xi \geq -0{,}25$:

$$\left.\begin{array}{c} \Delta L_P = -5 + 10 \log\left(1 - 2\,\xi + 27\xi^2\right) \geq -25\ dB(A) \\ y = 0 \end{array}\right\} \qquad (16.18)$$

- Si $h_e \leq 0$ *y* $\xi < -0{,}25$: $\left.\begin{array}{c} \Delta L_P = 0 \\ y = 0 \end{array}\right\}$ (16.19)

- Si $h_e > 0$:

$$\left.\begin{array}{ll} \Delta L_P = -5 - 10\log\left(1 + 2\,\xi + 27\xi^2\right) \geq -25\ dB(A) & \\ y = 1 & \text{si } \Delta L_P \leq -18 \\ y = \left(-\Delta L_P - 5\right)/13 & \text{si } \Delta L_P > -18 \end{array}\right\} \qquad (16.20)$$

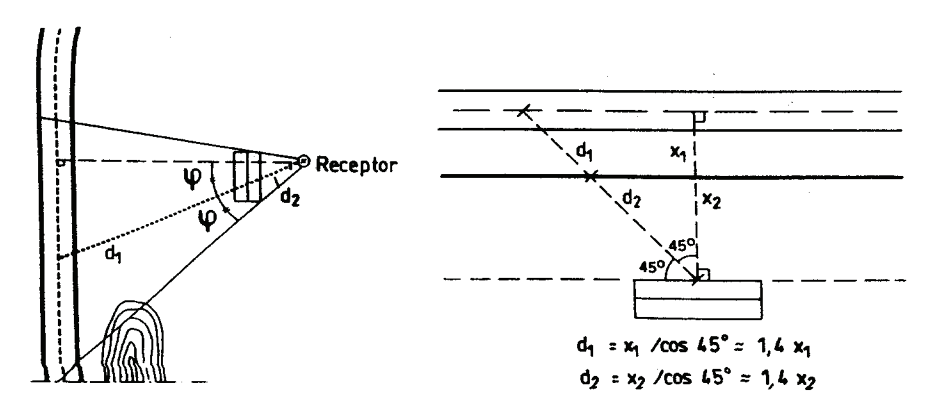
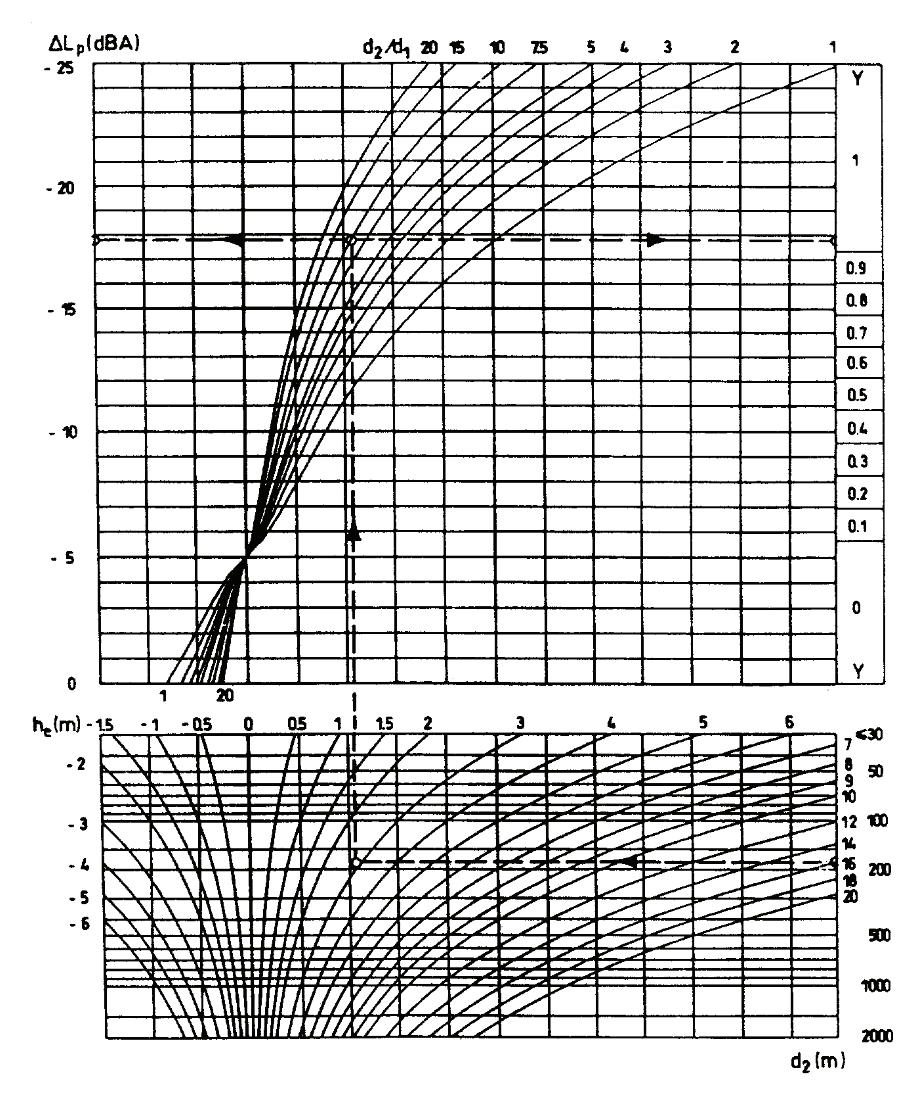



**Figura 16.6:** Parámetros para el cálculo de la atenuación, $\Delta L_P$, debida a un apantallamiento.

**Figura 16.7:** Parámetros para el cálculo de la atenuación, $\Delta L_P$, debida a un apantallamiento.




**Gráfica G6:** Atenuación por pantallas, $\Delta L_P$.

## Paso 6.3: Atenuación por terreno y pantalla, $\Delta L_{TP}$

Consta de tres términos: $\Delta L_{TP} = \Delta L_{T1} + \Delta L_P + \Delta L_{T2}$ en donde:

$\Delta L_{T1}$ Es la atenuación por el terreno entre calzada y pantalla

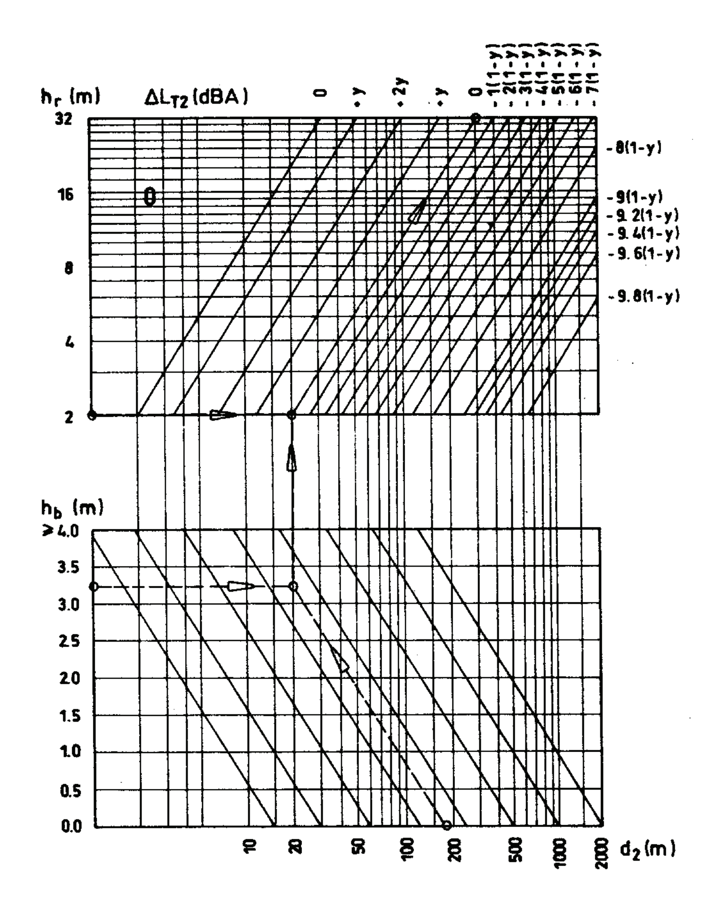
$\Delta L_P$ Es la atenuación por pantalla

$\Delta L_{T2}$ Es la atenuación por terreno entre pantalla y receptor

### Paso 6.3.1: Atenuación por pantalla, $\Delta L_P$

Se calcula como en el apartado 6.2, de donde se obtiene, tanto el valor de la atenuación del ruido por la pantalla $\Delta L_P$, como el parámetro, $y$, para el cálculo de la atenuación del terreno delante y detrás de la pantalla en los apartados siguientes.

### Paso 6.3.2: Atenuación por terreno detrás de la pantalla, $\Delta L_{T2}$



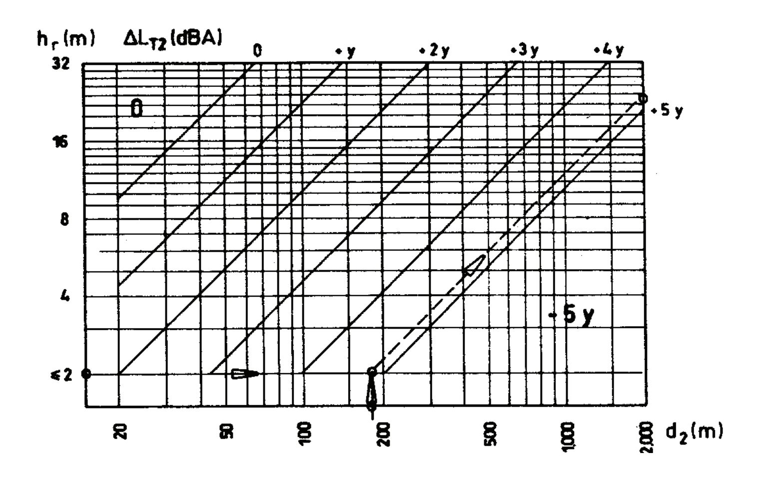

**Gráfica G7:** Atenuación por terreno blando tras la pantalla, $\Delta L_{T2}$.

El procedimiento de cálculo consiste en considerar una fuente lineal en borde superior de la pantalla y calcular la atenuación del terreno en función de $y$, tomando del apartado 6.2 y de $\sigma$ calculado según:

- Para terreno blando (se recoge en la gráfica G7):

$$\begin{matrix}(h_b \le 4\,m) \\ (h_r \ge 2\,m)\end{matrix} \qquad \sigma = \frac{d_2\ 10^{-0,3\,h_b}}{10\,h_r\ \cos\varphi} \tag{16.21}$$

$$\Delta L_{T2} \begin{cases} = -5(1-y)\log\dfrac{\sigma^2}{1+0{,}01\,\sigma^2} & \text{si} \quad \sigma \ge 1 \\ = -4\ y \log\sigma & \text{si} \quad 0{,}3 \le \sigma < 1 \\ = 2\ y - 4\ y \log\dfrac{0{,}3}{\sigma} & \text{si} \quad 0{,}1 \le \sigma < 0{,}3 \\ = 0 & \text{si} \quad \sigma < 0{,}1 \end{cases} \tag{16.22}$$




**Gráfica G8:** Atenuación por terreno duro tras la pantalla, $\Delta L_{T2}$.

- Para terreno duro (se recoge en la gráfica G8):

$$(h_r \ge 2\ m) \qquad \sigma = \frac{d_2}{10\ h_r} \tag{16.23}$$

$$\Delta L_{T2} \begin{cases} = 5\ y & \text{si} \quad \sigma > 10 \\ = 2\ y + 3\ y \log\ \sigma & \text{si} \quad 0{,}2 \le \sigma < 10 \\ = 0 & \text{si} \quad \sigma < 0{,}2 \end{cases} \tag{16.24}$$

### Paso 6.3.3: Atenuación por terreno delante de la pantalla, $\Delta L_{T1}$

La hipótesis más aceptada es tomar $\Delta L_{T1} = 0$, es decir no considerar la atenuación del terreno entre la calzada y la pantalla. Cuando el terreno es duro siempre se toma $\Delta L_{T1} = 0$.

En el caso de que la distancia entre la calzada y la pantalla sea grande y se considere esta atenuación del ruido de tráfico, puede calcularse $\Delta L_{T1}$ con las siguientes expresiones, según que:

a) El terreno es blando y el receptor está bajo la visual de la cima de la pantalla,

$$\Delta L_{T1} = \left(1 - \frac{7\,y}{13}\right)\, \Delta L'_{T2} \tag{16.25}$$

donde $\Delta L'_{T2}$ se calcula como $\Delta L_{T2}$ tomando $d_1$ en lugar de $d_2$.

b) El terreno es blando y el receptor está sobre la visual de la cima de la pantalla. Se calcula conjuntamente la atenuación del terreno delante y detrás de la pantalla,

$$\left(h_r \geq 2\,m\right) \qquad \sigma = \frac{\left(d_1 + d_2\right) 10^{-0,3\,h_b}}{10\,h_r \cos\varphi} \tag{16.26}$$

$$\begin{aligned} &\text{si} \quad \sigma \leq 1 \qquad \Delta L_{T1} + \Delta L_{T2} = 0 \\ &\text{si} \quad \sigma > 1 \qquad \Delta L_{T1} + \Delta L_{T2} = -6 \log \frac{\sigma^2}{1 + 0,01\,\sigma^2} \end{aligned} \tag{16.27}$$

En el caso de que la pantalla no sea de longitud infinita se tomarán las distancias $d_1$ y $d_2$ sobre la bisectriz del ángulo de vista de la pantalla desde el receptor. Si este ángulo de vista incluye el pie de la perpendicular del receptor a la calzada, se tomará sobre la bisectriz de la parte mayor que determina el pie de la perpendicular.

De igual manera se procederá cuando se emplee la descomposición de una calzada curva en segmentos rectilíneos de longitud no infinita y exista apantallamiento o atenuación por el terreno en el trozo abarcado por cada ángulo de vista (ver cálculo de $\Delta L_{\theta}$).

## *Paso 7: Atenuación por doble pantalla, $\Delta L_{2P}$*

El efecto de doble difracción que se produce en los dos bordes de una pantalla muy gruesa o de un obstáculo natural asimilable a una pantalla muy gruesa (edificios, montículos de tierra, etc.) produce una atenuación adicional que puede ser evaluada mediante las expresiones (16.28) a (16.31), en función de las alturas sobre el plano de reflexión del receptor, emisor y pantalla, y de las distancias sobre el plano de reflexión fuente-receptor, fuente-pantalla y espesor de la pantalla (ver figura 16.8).

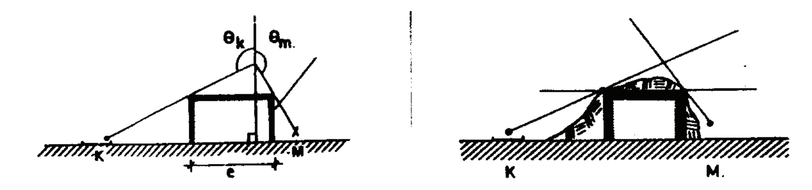
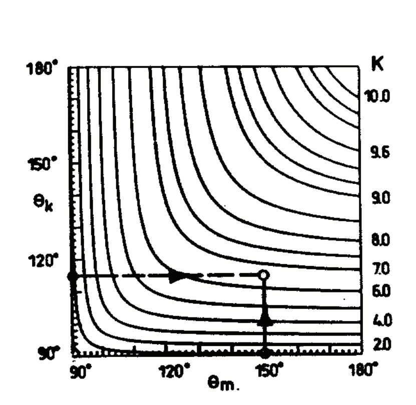
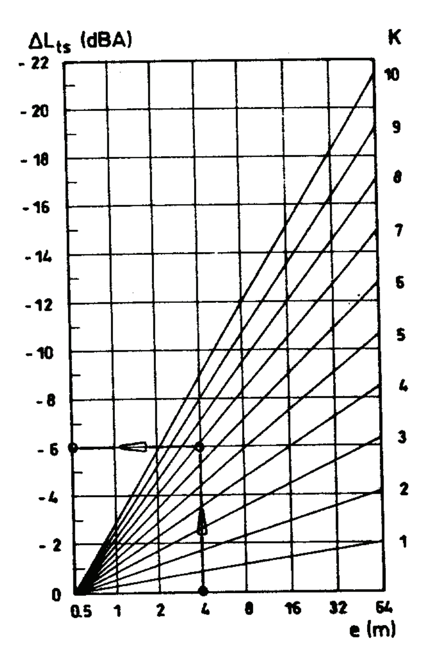



**Figura 16.8:** Parámetros geométricos de una doble pantalla.
a) Pantalla gruesa. b) Asimilación de un obstáculo natural a una pantalla gruesa.




**Gráfica G9:** Obtención de k a partir de los ángulos $\Theta_k$ y $\Theta_m$.




**Gráfica G10:** Atenuación por doble pantalla.

$$V_s = \operatorname{arctg}\frac{h_v - h_b - 0{,}5}{\gamma} \qquad V_s \geq 0 \qquad \Theta_k = 90^{\circ} + V_s \tag{16.28}$$

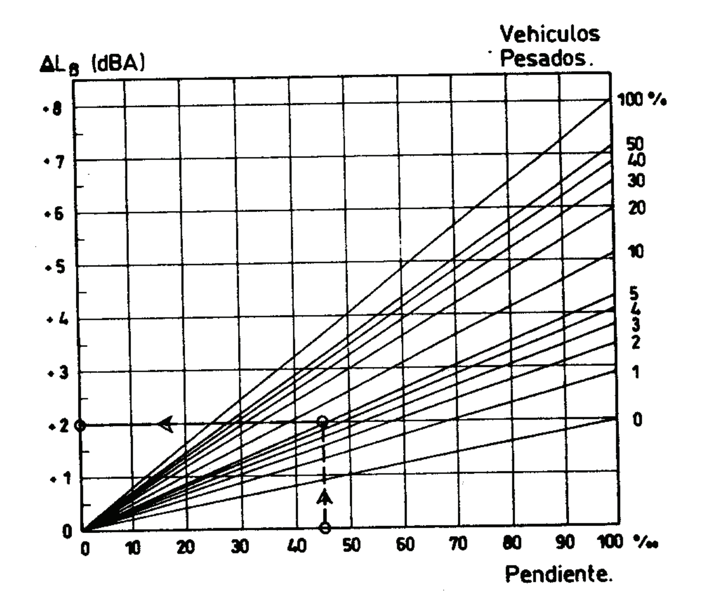
$$V_m = \text{arctg}\frac{h_v - h_m}{\times - \gamma - e} \qquad V_m \geq 0 \qquad \Theta_m = 90^\circ + V_m \tag{16.29}$$

$$u = \frac{(3{,}5 + V_s + V_m) - \sqrt{100 + V_s^2 + V_m^2 - 1{,}6\, V_s \;\; V_m + 7(V_s + V_m)}}{18} \tag{16.30}$$

$$k = 11 - 10^{\frac{6-u}{6}} \qquad \Delta L_{2P} = -k \log\left[2{,}2\,(e - 0{,}05)\right] \leq 0 \; dB(A) \tag{16.31}$$

El valor de la atenuación adicional por pantalla muy gruesa puede obtenerse en la gráfica G10, a partir del valor de $k$ obtenido en la gráfica G9, en función de los ángulos $\Theta_k$ y $\Theta_m$.

## *Paso 8: Corrección por inclinación de la calzada, $\Delta L_\beta$*




**Gráfica G11:** Corrección por inclinación de la calzada.

Cuando la calzada está inclinada se debe introducir una corrección que tenga en cuenta el mayor esfuerzo del motor, sobre todo en el caso de vehículos pesados.

La evaluación de la influencia de la pendiente de la calzada se puede calcular mediante la expresión empírica (16.32) en función de la pendiente de la calzada $\beta$

en tanto por mil y del porcentaje de vehículos pesados $p_p$. La gráfica G11 permite obtener estos valores en función de los mismos parámetros.

$$\Delta L_\beta = \frac{2\,\beta}{100} + \frac{3\,\beta}{100}\log\left(1 + p_p\right) \tag{16.32}$$

# *Cuadro resumen.*

El proceso de cálculo anterior puede resumirse en el cuadro adjunto. En el mismo, se tomará una columna distinta por cada caso de los siguientes:

- Cada una de las calles o carreteras que contribuyan al nivel de ruido que se desea calcular.
- Cada tramo de longitud finita si se utiliza la descomposición en tramos rectos.
- Cada calzada distinta, en el caso de que la anchura de la calzada exija descomponer en varias fuentes lineales.

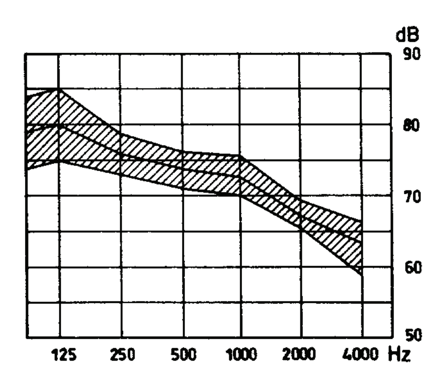



**Figura 16.9:** Diagrama espectral del ruido de tráfico rodado. (NBE-CA-88).

En ocasiones será necesario conocer, además, el diagrama espectral del ruido de tráfico, que al ser muy variado hace necesaria la utilización de un diagrama espectral-tipo de dicho ruido, como el representado en la figura 16.9 correspondiente al espectro del ruido medio de tráfico rodado.

En la figura 16.10 se grafía el impacto sonoro producido por una nueva autopista, que ha sido calculado aplicando el método anterior.

| Punto de cálculo<br>Proyecto<br>Piso | METODO DE CALCULO<br>Gráficos<br>Fórmulas | Figura<br>o<br>Gráfico | Fórmula |
|---|---|---|---|
| Calzada/parte de calzada/sector calzada<br>% vehículos pesados/velocidad<br>Intensidad tráfico día y noche | <br>$p_p$ % / $v$ $km/h$<br>$N$ | | |
| VALOR DE PARTIDA $L1_{eq,10}$ | $L_1$ | G1 G2 | 5 |
| Distancia centro calzada<br>Altura de dique de calzada<br>Altura del receptor | $x$<br>$h_f$<br>$h_r$ | Figura 1<br>Figura 2<br>Figura 3 | |
| CORRECCION POR DISTANCIA $\Delta L_D$ | $\Delta L_2$ | G3 | 12 |
| Atenuación (terreno blando o duro)<br>Distancia de cálculo<br>Cociente de distancias<br>Altura pantalla sobre receptor<br>Altura eficaz de la pantalla<br>Parámetro de cálculo | blando o duro<br>$d$<br>$d_M / d_m = \gamma$<br>$h_b$<br>$h_e$<br>$y$ | <br>Figura 5<br>Figura 6<br>Figura 7<br><br> | <br><br>17<br><br>16<br>18 a 20 |
| Pantalla<br>Corrección de atenuación terreno | $\Delta L_3 = \Delta L_P$<br>$\Delta L_3 = \Delta L_{Tb}$ | G6<br>G5 | 18 a 20<br>15 |
| $\Delta L_P + \Delta L_{T1} + \Delta L_{T2} = \Delta L_{TP}$ | $\Delta L_3$ | G5 a G8 | 21 a 27 |
| $B$ Angulo vista/corrección ángulo<br>$C$ Corrección por gruesa pantalla<br>$D$ Corrección por pendiente | $\theta / \Delta L_\theta$<br>$\Delta L_{2P}$<br>$\Delta L_\beta$ | G4<br>G9 G10<br>G11 | 13<br>31<br>32 |
| SUMA DESDE $B$ HASTA $D$ | $\Delta L_5$ | | |
| VALOR FINAL DEL TRAMO $L_{eq}$ (tramo $i$) | $L_1 + \Delta L_2 + \Delta L_3 + \Delta L_5$ | | |
| VALOR FINAL SUMA DE SEGMENTOS $L_{eq}$ | $L_{TOTAL}$ | | |

**CUADRO RESUMEN DEL MODELO DE CALCULO DE RUIDO DE TRAFICO.**

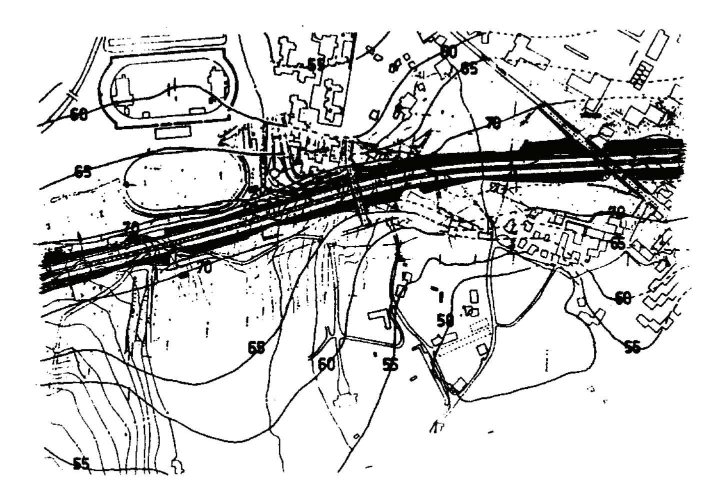


**Figura 16.10:** Impacto sonoro producido por la nueva autopista Uribe-Kosta.

## *16.4 Ruido del tráfico ferroviario.*

El ruido que se percibe durante el paso de un tren es el resultado de los choques y vibraciones originados en raíles y ruedas por la rodadura.

La altura de las fuentes de ruido es, pues, pequeña y se podría reducir el ruido si se prolongara hacia abajo la carcasa de los vagones de manera que formase una pantalla. Las máquinas son fuentes de ruidos complementarios, insignificantes si son eléctricas.

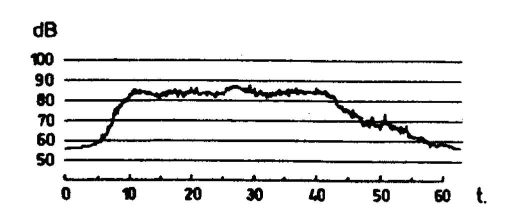



**Figura 16.11:** Ruido producido por el paso de un tren de mercancías. (60 vagones, velocidad: 74 *km/h* medido a 30 *m* del eje de la vía). (Josse).

El paso de un tren se traduce por un ruido que crece bastante rápidamente, se estabiliza en un valor máximo y decrece después más lentamente que como creció (figura 16.11). Como el paso de trenes no es continuo, normalmente, este ruido es intermitente. La molestia media causada por el tráfico en una línea de ferrocarril es, en primera aproximación, proporcional al nivel $L_{eq}$ del ruido constante que sería

energéticamente equivalente al conjunto de los ruidos provocados por los trenes que pasan en el transcurso de un día.

$$L_{eq} = 10 \log \left[ \frac{1}{24 \cdot 3.600} \sum_{i=1}^{i=n} 10^{L_i/10} \cdot t_i \right] \quad (16.33)$$

siendo $L_i$ los niveles producidos por cada tren y $t_i$ su tiempo de actuación.

| C O N V O Y | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| NATURALEZA | LONGITUD | VELOCIDAD | RAIL o TIPO DE VIA | Nivel *dB*(*A*) | Corrección por pendiente | *t* |
| Tren viajeros | 200 | 90-110 | Tradicional | 90 | 6 | 10-12,5 |
| "    " | 300-500 | 120-150 | Con juntas alternadas | 92 | 8 | 10-12,5 |
| "    " | 200-400 | 120-140 | Con juntas soldadas | 87 | - | - |
| "    " | 200 | 150 | Con juntas soldadas | 81 | - | - |
| Tren cercanías automotor | 67 | 110-120 | Tradicional | 91 | 7-8 | 2,5-5 |
| "    " | 67 | 110-120 | Con juntas soldadas | 87 | - | - |
| "    " | 200 | 110 | Tradicional | 91 | - | 7,5-10 |
| "    " | 200 | 120 | Con juntas alternadas | 92 | - | - |
| "    " | 200 | 110 | Con juntas soldadas | 91 | - | - |
| Tren mercancías | 500-700 | 60-75 | Tradicional | 85 | 5 | 35-40 |
| "    " | 500-700 | 60-75 | Con juntas alternadas | 86 | - | - |
| "    " | 500-700 | 70-90 | Con juntas soldadas | 83 | - | - |

**Tabla T.16.2:** Nivel en *dB*(*A*) producido por el paso de un tren a 25 *m* de la vía, en campo abierto, medido a 5*m* por encima del nivel de los railes. (C.S.T.B. Francia 1970).

El nivel máximo de ruido durante el paso de un tren es:

$$L = 10 \log \frac{\theta}{d} + cte \quad (16.34)$$

siendo $\theta$ el ángulo de vista de la vía desde el punto de recepción y $d$ la distancia entre la vía y dicho punto. La constante se puede obtener de la tabla T.16.2. y depende de la naturaleza, velocidad y longitud del tren y del tipo de vía.

En la figura 16.12, se representa la variación del nivel de ruido generado por trenes de viajeros o de cercanías con la distancia. En caso de que los trenes tuvieran velocidades inferiores a las reseñadas en la gráfica o en la tabla, los niveles de

ruido variarían según 25 log $v$, siendo $v$ la velocidad. Cuando los trenes circulan por estructuras metálicas, tales como puentes elevados, los niveles de ruido pueden ser mucho mayores por la transmisión acústica a la estructura.

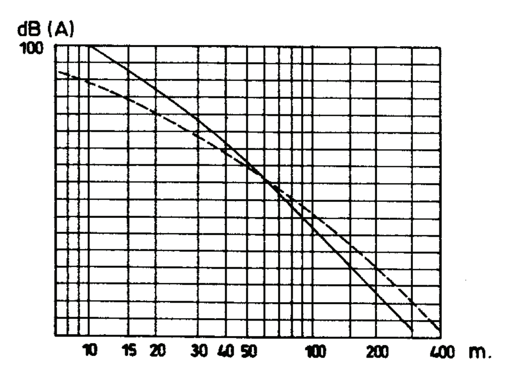



**Figura 16.12:** Ruido producido por trenes con tracción eléctrica. (Josse).
– – – – Viajeros; 300 a 400 *m* longitud; 120 a 140 *km/h*; railes soldados.
——— Cercanías; 67 *m* longitud; 100 a 120 *km/h*; railes tradicionales.

En la figura 16.13, se representan los niveles equivalentes para 24 horas a 30 *m* de la vía en función del número de coches del tren y de la velocidad del mismo.

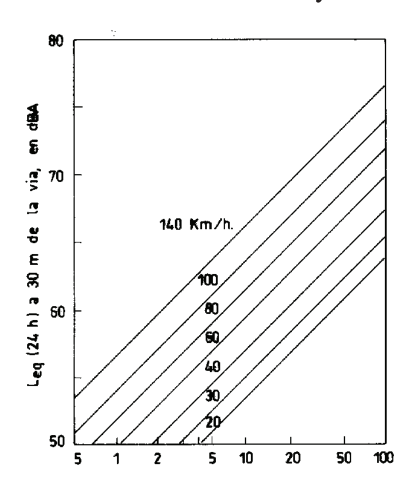



**Figura 16.13:** $L_{eq}(24\,h)$ a 30 $m$ de la vía ferroviaria.

# 16.5. Ruido de trafico aéreo.

En el ruido provocado por el tráfico aéreo, las fases de despegue y aterrizaje son las más molestas debido a que la potencia acústica emitida es máxima en estas

operaciones y, además, la proximidad del avión al suelo también es máxima. Los aviones en vuelo a gran altura no producen molestia ya que el sonido emitido se ve muy atenuado con la distancia a los receptores. Los aviones evolucionando por la pista molestan poco, debido a la gran distancia, que suele haber, entre los edificios vecinos y las pistas. Los puntos de posibles molestias van a ser, pues, las cercanías a las pistas de despegue y aterrizaje. En las proximidades de las mismas, la presión acústica producida por el paso de una aeronave aumenta muy rápidamente, pasa por un valor máximo y disminuye a continuación (figura 16.14).

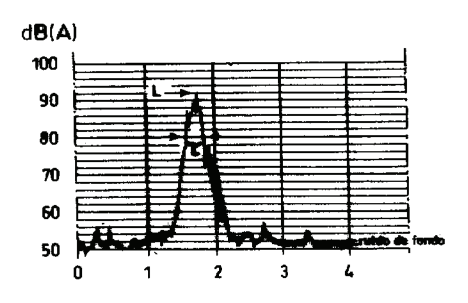



**Figura 16.14:** Nivel de presión acústica producido porun avión al sobrevolar una zona. (Josse).

Durante las operaciones de aterrizaje y despegue el tiempo en el que el nivel sonoro es superior a 80 *dB* es de ½ minuto y 1 minuto respectivamente. En la tabla T.16.3. se representan los niveles de presión acústica originados por un avión a 300 *m* del mismo, según sus características.

| AVION | FASE VUELO | REGIMEN MOTOR | *dB* (*A*) | Por bandas de octava 62,5 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Birreactor distancias medias | Despegue máximo | | 109 | 94 | 101 | 105 | 106 | 105 | 102 | 96 | 85 |
| | Despegue reducido | | 101 | 84 | 89 | 94 | 96 | 97 | 95 | 89 | 75 |
| | Aterrizaje | | 81 | 69 | 71 | 79 | 78 | 77 | 74 | 71 | 74 |
| Cuatrirreactor distancias largas | Despegue máximo | | 105 | 100 | 102 | 105 | 103 | 102 | 98 | 90 | 81 |
| | Despegue reducido | | 99 | 92 | 93 | 95 | 95 | 95 | 93 | 87 | 74 |
| | Aterrizaje | | 87 | 73 | 71 | 76 | 80 | 81 | 80 | 80 | 78 |

**Tabla T.16.3:** Niveles de presión acústica a 300 m de un avión. (Josse).

Para obtener el ruido producido a una distancia $r$ cualquiera, se aplica la fórmula:

$$L(r) = L(300) - 20 \log \frac{r}{300} - 0{,}01\,\alpha_a\,(r - 300) \qquad (16.35)$$

siendo $r$ la distancia en metros y $\alpha_a$ el coeficiente de atenuación del aire (tabulado en $dB/100\,m$ en el Capítulo III, tabla T.3.5), dependiente de la frecuencia, temperatura y humedad.

En la gráfica de la figura 16.15 se puede obtener la variación del nivel de presión acústica en función de la distancia a una aeronave, para las distintas bandas de octava, considerando la variación de la absorción del aire a las distintas frecuencias, para una temperatura de 15ºC y una humedad relativa del 70%.

La molestia ocasionada por el ruido de aviones depende del nivel medio $\overline{L}$, y del número de aviones $n$ percibidos en un día, debido a su característica de intermitencia. El nivel $\overline{L}$ se define:

$$\overline{L} = 10 \log\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} 10^{Li/10}\right) \tag{16.36}$$

siendo $L_i$ el nivel sonoro máximo producido por el avión $y$.

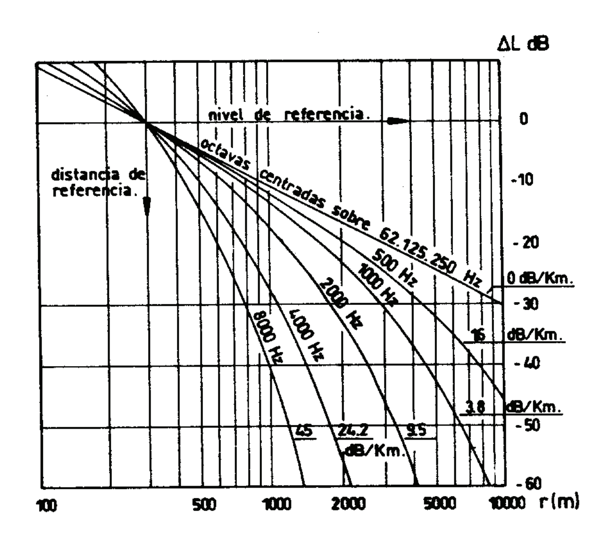



**Figura 16.15:** Atenuación en el nivel de presión acústica debido a la distancia a un avión, para diversas bandas de octava. (Josse).

A partir de $\overline{L}$ y $n$ se define el índice isopsófico $R_i$

$$R_i = \overline{L} + 10 \log n - 34 \tag{16.37}$$

que evalúa las molestias ocasionadas por el ruido aéreo. Este índice es utilizado en los planos de urbanismo para caracterizar la molestia del ruido de aviones en las inmediaciones de un aeropuerto. En dichos planos se grafían las curvas de igual índice o isopsóficas. Como valores límites de $R_i$ con fines urbanísticos, se adoptan:

$$R_i = 96\ ; \qquad R_i = 69$$

En la zona interior a la curva $R_i = 96$, sólo se deben realizar construcciones para la explotación del aeropuerto y edificios industriales. Entre las curvas $R_i = 96$ y $R_i = 89$, no se pueden realizar edificios que requieran cierto silencio, como hospitales, iglesias, escuelas, etc; se pueden realizar viviendas con rigurosas medidas de aislamiento, todo ello suponiendo que los vuelos no se realizan en periodo nocturno (6–22 h ). En el caso de realizarse operaciones nocturnas, hay que realizar un haz de isopsóficas para ellas. Las curvas $R_i = 69$ y $R_i = 63$ delimitan una zona con unas especificaciones análogas a las vistas anteriormente para las horas diurnas. Es aconsejable cambiar los límites diurnos y nocturnos de 89 y 63, por 84 y 58, respectivamente para asegurar menores índices de molestia.

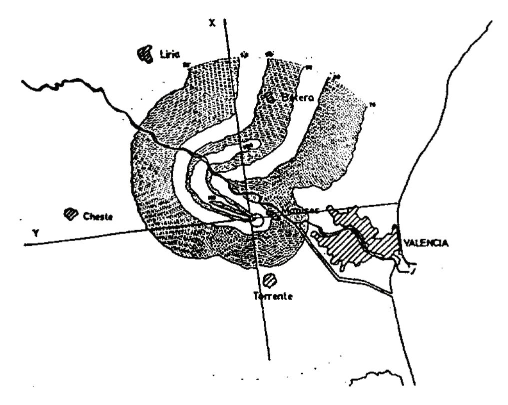



**Figura 16.16:** *EPNL* en las operaciones de aterrizaje y despegue, en torno al aeropuerto de Manises. (Belmar).

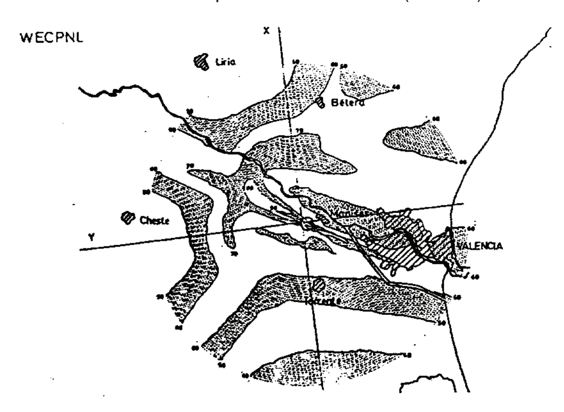



**Figura 16.17:** *WECPNL* de todo el tráfico aéreo en torno a un aeropuerto. (Belmar).

En otras normativas, se usa el índice *NNI*, similar al índice isopsófico, en cuanto que tiene en cuenta no sólo el nivel de ruido, sino el número de operaciones percibidas, según:

$$NNI = \overline{L} + 15 \log n - 80$$

Respecto a este índice, los asentamientos urbanos próximos a un aeropuerto deben quedar fuera de la curva correspondiente a 40 *NNI*. (NBE-CA-88).

## 16.6. Ruido de fuentes de origen industrial o comercial.

Las instalaciones industriales, sin alcanzar el grado de importancia del ruido de tráfico (rodado-ferroviario y aéreo), pueden ocasionar ruidos molestos, aunque su área de influencia está perfectamente determinada en cada caso.

La gran variedad de fuentes de ruidos de tipo industrial hace que los niveles y espectros de dicho tipo de ruido varíen ampliamente.

En las tablas T.16.4 y T.16.5 se dan los márgenes de niveles sonoros generados por equipos industriales, así como las frecuencias en las que se producen los máximos niveles acústicos.

| **Niveles sonoros generados por procesos con equipos industriales** | |
|---|---|
| Equipos neumáticos | 90 – 115 *dB*(*A*) |
| Moldeo | 100 – 105 *dB*(*A*) |
| Escapes de aire a presión | 90 – 105 *dB*(*A*) |
| Ventiladores | 80 – 100 *dB*(*A*) |
| Compresores | 92 – 100 *dB*(*A*) |
| Máquinas herramientas | 80 – 95 *dB*(*A*) |
| Combustión | 80 – 95 *dB*(*A*) |
| Turbo generador | 89 – 92 *dB*(*A*) |
| Bombas | 80 – 92 *dB*(*A*) |
| Generadores | 88 – 90 *dB*(*A*) |
| Transformador | 83 – 85 *dB*(*A*) |
| Motores eléctricos | 75 – 100 *dB*(*A*) |

**Tabla T.16.4:** Ruido producido por equipos industriales.

| Frecuencias en las que se presentan los máximos de nivel de presión sonora | |
|---|---|
| Escapes de vapor | 1.000 – 4.000 *Hz* |
| Válvulas, tuberías y turbinas | 500 – 4.000 *Hz* |
| Engranajes | 375 – 2.000 *Hz* |
| Soplantes | 125 – 1.000 *Hz* |
| Compresores centrífugos | 375 – 4.000 *Hz* |
| Compresores alternativos | 125 – 500 *Hz* |
| Motores eléctricos | 375 – 3.000 *Hz* |
| Aéro-refrigerantes | 200 – 1.500 *Hz* |
| Hornos (aspiración de aire) | 500 – 4.000 *Hz* |
| Hornos (combustión) | 90 – 500 *Hz* |
| Turbinas de gas | < 90 *Hz* |

**Tabla T.16.5:** Frecuencia de máximo nivel de presión.

El nivel de ruido generado por una instalación industrial a $r$ metros de la misma se puede calcular según:

$$L_e = L_i + 10 \log S - 20 \log r - R - 14 \, dB(A) \tag{16.38}$$

siendo $L_i$ el nivel de ruido interior a la industria, $S$ la superficie externa, $r$ la distancia y $R$ el aislamiento acústico del cerramiento.

| | | |
|---|---|---|
| Central eléctrica | | 55 – 75 *dB*(*A*) |
| Refinería | | 58 – 78 *dB*(*A*) |
| Cementera | | 60 – 80 *dB*(*A*) |
| Astilleros | | 73 – 80 *dB*(*A*) |
| Metal: | Fundición | 70 – 82 *dB*(*A*) |
| | Calderería | 60 – 75 *dB*(*A*) |
| Química | | 50 – 70 *dB*(*A*) |
| Plásticos | | 58 – 62 *dB*(*A*) |
| Alimentación | | 52 – 70 *dB*(*A*) |
| Construcción | | 50 – 72 *dB*(*A*) |

**Tabla T.16.6:** Nivel sonoro a 3 *m* del límite de diversos tipos de industria.

En caso de estar la fuente en el exterior,

$$L_e = LW - 20 \log r - 11 \, dB(A) \tag{16.39}$$

siendo $LW$ el nivel de potencia de la fuente.

## *16.7. Ruido comunitario.*

Es un nivel de ruido que no puede asociarse a ninguna fuente en particular. Puede relacionarse con la densidad de población y sus características socio-económicas.

Para ciudades con alta densidad, el nivel de ruido comunitario puede aproximarse a:

$$L = 10{,}6 \log d_p + 16 \, dB(A) \tag{16.40}$$

para ciudades de baja densidad a:

$$L = 9 \log d_p + 22 \, dB(A) \tag{16.41}$$

siendo $d_p$ la densidad de población.

En cualquier caso este ruido queda enmascarado por todos los anteriormente descritos, de mayor importancia.

Sólo en ausencia de los anteriores éste sería el ruido de fondo urbano.



# Lista de Símbolos Empleados

| | |
|---|---|
| $A$ | Area absorción. |
| $a$ | Aislamiento acústico específico. |
| $a_G$ | Aislamiento global. |
| $B$ | Módulo de compresibilidad. |
| $b$ | Ancho, distancia entre filas. |
| $C$ | Claridad. |
| $c$ | Velocidad sonido. |
| $D$ | Aislamiento acústico bruto. Desplazamiento. |
| $D_m$ | Amplitud de la onda de desplazamientos. |
| $D_f$ | Definición. |
| $D_n$ | Aislamiento acústico normalizado. |
| $d$ | Distancia, espacio. |
| $d_p$ | Densidad de población. |
| $E$ | Energía. Módulo de Young. |
| $E_s$ | Energía útil. |
| $E_N$ | Energía perjudicial. |
| $E_R$ | Energía recibida. |
| $E_G$ | Energía ganada. |
| $E_p$ | Energía perdida. |
| $E_i$ | Energía incidente. |
| $E_a$ | Energía absorbida. |
| $E_r$ | Energía reflejada. |
| $EPNL$ | Nivel efectivo de ruido percibido. |
| $E_c$ | Energía cinética. |
| $e$ | Espesor, distancia. |
| $F$ | Fuerza. |
| $f$ | Frecuencia. |
| $f_s$ | Frecuencia superior. |
| $f_i$ | Frecuencia inferior. |
| $f_c$ | Frecuencia central. |

| | |
|---|---|
| $G$ | Módulo de torsión/direccionalidad. |
| $g$ | Atenuación del medio en dB/m. Fracción de energía especular. |
| $h$ | Altura. |
| $h_f$ | Altura de la fuente. |
| $h_r$ | Altura del receptor. |
| $I$ | Intensidad. |
| $I_r$ | Intensidad reflejada. |
| $I_i$ | Intensidad incidente. |
| $I_t$ | Intensidad transmitida. |
| $IMD$ | Intensidad de circulación media diaria. |
| $i$ | Incidencia. |
| $J$ | Energía total incidente por unidad de tiempo y superficie. |
| $K$ | Constante elástica. |
| $k$ | Número de onda, rigidez, parámetro de cálculo en ruido de tráfico. |
| $L$ | Factor energía lateral. Nivel. |
| $LI$ | Nivel de intensidad. |
| $LP$ | Nivel de presión. |
| $LW$ | Nivel de potencia. |
| $LNP$ | Nivel de contaminación acústica. |
| $L_s$ | Nivel de sonoridad en fonios. |
| $L_{eq,10}$ | Nivel de ruido equivalente a 10 m de la calzada. |
| $L_{eq}$ | Nivel sonoro equivalente. |
| $L_N$ | Nivel de presión de ruido de impacto. |
| $L_{10}$ | Nivel superado en un 10% del tiempo de medida. |
| $L_{50}$ | Nivel superado en un 50% del tiempo de medida. |

| | |
|---|---|
| $L_{90}$ | Nivel superado en un 90% del tiempo de medida. |
| $\ell$ | Longitud, largo, profundidad. |
| $\bar{l}$ | Recorrido libre medio. |
| $M$ | Masa total. |
| $m$ | Masa. |
| $m(f)$ | Indice de modulación. |
| $N$ | Número, número de Fresnel. |
| $NNI$ | Indice de ruido y número de operaciones. |
| $n$ | Número. |
| $\bar{n}$ | Frecuencia de las reflexiones. |
| $P$ | Presión. |
| $PNL$ | Nivel de ruido percibido. |
| $p$ | Presión acústica. |
| $p_m$ | Amplitud de la onda de presiones. |
| $p_{ef}$ | Presión eficaz. |
| $p_p$ | Porcentaje de vehículos pesados. |
| $Q$ | Factor de direccionalidad. |
| $q$ | Tráfico medio horario. |
| $R$ | Aislamiento acústico normalizado. |
| $R_{\dot{D}}$ | Factor de reflexión de velocidades. |
| $R_E$ | Factor de reflexión de ener gías |
| $R_i$ | Indice isopsófico. |
| $r$ | Distancia al foco. |
| $r_c$ | Radio crítico. |
| $S$ | Superficie, área. |
| $SEL$ | Nivel de exposición al ruido de un suceso aislado. |
| $STI$ | Indice de transmisión del habla. |
| $S/N$ | Razón señal/ruido. |

| | |
|---|---|
| $s$ | Sonios, sonoridad. |
| $T$ | Periodo. Tensión. |
| $T_E$ | Factor de transmisión de energías. |
| $T_{\dot{D}}$ | Factor de transmisión de veloci-dades. |
| $TNL$ | Indice de ruido de tráfico. |
| $t$ | Tiempo. |
| $\bar{t}$ | Tiempo medio. |
| $t_R$ | Tiempo de reverberación. |
| $U$ | Energía potencial. |
| $u$ | Dirección de propagación, parámetro de cálculo en ruido de tráfico. |
| $V$ | Volumen. |
| $v$ | Velocidad. |
| $W$ | Potencia. |
| $WECPNL$ | Nivel efectivo de ruido percibido corregido. |
| $x$ | Elongación. Distancia. |
| $x_m$ | Amplitud movimiento armónico simple. |
| $y$ | Magnitud física, elongación. Parámetro de cálculo del ruido de tráfico. |
| $y_m$ | Amplitud del movimiento ondu-latorio. |
| $z$ | Impedancia. |
| $\dot{x}$ | Velocidad de una partícula. |
| $\ddot{x}$ | Aceleración de una partícula. |
| $\alpha$ | Coeficiente de absorción. |
| $\bar{\alpha}$ | Coeficiente de absorción medio. |
| $\alpha_a$ | Absorción del aire. |
| $\alpha_s$ | Coeficiente de absorción entre dos medios infinitos. |
| $\alpha_p$ | Absorción del público. |

| | |
|---|---|
| $\beta$ | Pendiente, inclinación. |
| $\gamma$ | Deformación transversal, parámetro de cálculo para ruido de tráfico. |
| $\varphi$ | Fase, ángulo. |
| $\lambda$ | Longitud de onda. |
| $\rho$ | Densidad. |
| $\rho_E$ | Densidad de energía. |
| $\rho_{E_D}$ | Densidad de energía del campo directo. |
| $\rho_{E_R}$ | Densidad de energía del campo reverberado. |
| $\rho_{EE}$ | Densidad de energía especular. |
| $\rho_{ED}$ | Densidad de energía difusa. |
| $\sigma$ | Tensión normal. Desviación típica, parámetro de cálculo para ruido de tráfico. |
| $\varepsilon$ | Deformación Unitaria. |
| $\tau$ | Tensión tangencial. Tiempo duración choque. Angulo de transmisión. Factor de transmisión de un cerramiento. |
| $\theta$ | Angulo de vista. |
| $\mu$ | Coeficiente Poisson. |
| $\eta$ | Indice pérdidas. |
| $\nu$ | Viscosidad. |
| $\delta$ | Factor de ponderación. |
| $\omega$ | Pulsación. |
| $\xi$ | Desplazamiento, parámetro de cálculo en ruido de tráfico. |
| $\Delta_\rho$ | Densidad dinámica. |
| $\overline{\Delta}\rho_m$ | Amplitud de la onda de densida-des. |
| $\Delta L_D$ | Atenuación debida a la distancia |
| $\Delta L_\theta$ | Atenuación debida al ángulo de vista. |

| | |
|---|---|
| $\Delta L_{TP}$ | Atenuación debida a terreno y pantalla. |
| $\Delta L_{2P}$ | Atenuación por doble pantalla. |
| $\Delta L_\beta$ | Atenuación por inclinación de la calzada. |
| $\Delta L_{vp}$ | Corrección por vehículos pesados. |
| $\Delta L_v$ | Corrección por velocidad. |
| $\Delta L_N$ | Corrección por número de vehículos. |
| $\Delta L_{Tb}$ | Corrección por terreno blando. |
| $\Delta L_p$ | Corrección por pantalla. |
| $\Delta L_{T1}$ | Corrección por terreno entre calzada y pantalla. |
| $\Delta L_{T2}$ | Corrección por terreno entre pantalla y receptor. |

# *Bibliografía*


- BERANEK, L.
  Music, Acoustics and Architectura. Wiley Ed. 1962.

- CANAC, F.
  L'acoustique des Teatres Antiques. Ed. CNRS. 1967.

- CREMER, L. MÜLLER, H.A.
  Principles and applications of room acoustics. Applied Science Publishers. 1982.

- FURRER, W.
  Room and Building Acoustics and Noise Abatement. Botlersworths. 1964.

- GINN, K.B.
  (Brüel and Kjaer). Architectural Acoustics. 1978.

- JORDAN, V.L.
  Acoustical Design of Concert Halls and Theatres. Applied Science Publishers. 1980.

- JOSSE, R.
  Acústica en la Construcción. G. Gili. 1975.

- KNUDSEN and HARRIS.
  Acooustical Designing in Architectura. Wilwy Ed. 1950.

- KURTZE, G.
  Física y Técnica de la lucha contra el Ruido. Ed. Urmo.

- KUTTRUFF, H.
  Room Acoustics. Applied Science Publishers. 1973.

- LAMORAL, R.
  Acoustique et Architectura. 1975.

- LAWRENCE, A.
  Architectural Acoustics. Applied Science Publishers. 1970.

- LLINARES, J.
  Apuntes de Acústica Arquitectónica. Cursos monográficos de Doctorado.1983-84.

- LLINARES, J. LLOPIS, A.
  Acústica Arquitectónica. Servicio Publicaciones U.P.V. 1987.

- LLOPIS, A.
  Contribución a la Cuantificación de Parámetros Acústicos en Salas de Conferencias. Su influencia en el diseño y en el recubrimiento de sus superficies interiores. Tesis. 1986.

- MESTRE, V. GARCIA, A.
  Acústica en Arquitectura. C.O.A.M.

- MORSE, P.M. INGARD, K.U.
  Theoretical Acoustics. Princeton University Press.

- PEREZ MIÑANA
  Compendio práctico de Acústica de Locales. Ed. Labor.

- PURKIS, H.J.
  Building Physics Acoustics. Pergam. 1966.

- TOBIO, J.M.
  El aislamiento y Acondicionamiento Acústico en la edificación. Inst. E. Torroja.

- Vejdatalaboratoriet. Rapport 23
  Nordisk Ministerrads projekt. 1981.


VNIVERSITAT POLITÈCNICA
VALENCIA
UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA
EDITORIAL